

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Mobilní vícenůžková zvedací plošina

Mobile Multi-scissors lift

Student:

Bc. Miroslav Burián

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2012

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21. května 2012

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě tuto diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 11/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21. května 2012

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Miroslav Burián

Adresa trvalého pobytu autora práce:

G. Frištenského 955, 784 01 Litovel

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BURIÁN, M. *Mobilní vícenůžková zvedací plošina: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2012, 78 s. Vedoucí práce: Kaláb, K.

Diplomová práce se zabývá problémem návrhu mobilní vícenůžkové zvedací plošiny. První část je věnována variantám zvedacích plošin a jejich použití. V dalších částech je uveden konstrukční návrh mobilní vícenůžkové zvedací plošiny. Pohon pojezdu je pomocí motoru a ploché převodovky. Pracovní plošina se zvedá pomocí nůžkové konstrukce. Tato plošina obsahuje dvířka a zábradlí kvůli bezpečnosti obsluhy. Podlaha pracovní plošiny má protiskluzné provedení. Nůžková konstrukce se zdvihá pomocí šroubového mechanismu. Výsledkem práce je konstrukční návrh pojízdné vícenůžkové zvedací plošiny pro zvedání osob v interiéru a sestavný výkres mobilní plošiny a podvozku.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

BURIÁN, M. *Mobile Multi-scissors lift: Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2012, 78 p. Thesis head: Kaláb, K.

The Master Thesis deals with the problem of Mobile Multi-scissors lift design. The first part is dedicated to the variation of mobile lifts and their application. In the following sections there is a description of a structural design of a mobile multi-scissors lift. Travel drive is powered by an engine equipped with a flat gearbox. The working platform is raised by a scissor like construction. The platform is secured by a small door and railing for the operator's safety. The floor of the platform has been constructed of an anti-slippery material. The scissor construction is being raised by a thread mechanism. The result of this work is a structural design of a mobile multi-scissors lift for lifting people in the interior that also includes a blue print design of the mobile lift and its chassis.

Obsah

	Strana
Seznam použitých značek a symbolů	8
Úvod do dané problematiky	12
1 Zvedací plošiny v praxi	13
1.1 Kloubové plošiny	13
1.2 Teleskopické plošiny	14
1.3 Přívěsové plošiny	15
1.4 Manipulátory	15
1.5 Ramenové (personální) plošiny	16
1.6 Materiálové plošiny	16
1.7 Pásové plošiny	16
2 Druhy nůžkových plošin	17
2.1 Rozdělení podle druhu nůžkové konstrukce:	17
2.2 Rozlišujeme tyto druhy pohonu:	19
2.3 Dále rozlišujeme plošiny	19
2.4 Rozdělení podle použití	19
2.5 Způsoby vyvození zvedací síly	20
2.5.1 Hydraulický píst	20
2.5.2 Šroubový mechanismus	21
2.5.3 Hřeben a ozubené kolo	22
3 Vybrané platné předpisy zvedacích zařízení	23
4 Popis konstrukčního řešení	25
5 Podvozek	27
5.1 Návrh zvedacího zařízení nůžkové konstrukce	28
5.1.1 Volba šnekové převodovky a pohybového šroubu	28
5.1.2 Volba kuželové převodovky a elektromotoru	29
5.2 Volba pohonu pohánějící zvedací plošinu	31
5.2.1 Volba elektromotoru a ploché převodovky	31
5.2.2 Skutečná rychlost pojezdu	34
5.3 Brzdový mechanismus	34
5.4 Návrh pojezdových kol	36
5.5 Mechanismus natáčení kol	38
5.6 Volba baterie	41
5.7 Statická kontrola svaru u konzoly	41

5.8	Přístupový žebřík.....	43
6	Návrh nůžkové konstrukce.....	44
6.1	Určení počtu nůžek u nůžkové konstrukce	44
6.2	Úhel naklopení.....	45
6.3	Výpočet jednotlivých reakcí v ramenech nůžkové konstrukce.....	46
6.3.1	Působení zatížení pracovní plošiny na ramena	48
6.3.2	Reakce v kloubech ramene 1,3,5.....	50
6.3.3	Reakce v kloubech ramene 2,3,4.....	51
6.4	Návrh a kontrola ramen nůžkové konstrukce	53
6.5	Volba pojezdových kladek	57
6.6	Výpočet čepů.....	58
6.6.1	Čep 1	59
6.6.2	Čep 2	60
6.6.3	Čep 9	61
6.6.4	Čep 11	62
6.6.5	Čep 12.....	63
6.6.6	Čep 13.....	64
6.6.7	Čep 14.....	65
7	Pracovní plošina.....	67
7.1	Určení těžiště a hmotnosti plošiny	67
7.2	Ochrana proti pádu osob, předmětů.....	68
7.3	Dvířka pracovní plošiny a jejich pojištění	68
7.4	Podlaha pracovní plošiny.....	69
8	Kontrola překlopení plošiny	70
9	Závěr.....	71
	Literatura.....	72
	Přílohy.....	77

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Význam	Jednotky
B_R, H_R, b_R, h_R	rozměry průřezů ramene	mm
D_T	vnější průměr trubky u ramene	mm
D_{KN}	průměr náboje předního, natáčecího, pojezdového kola	mm
D_{KP}	průměr předního, natáčecího, pojezdového kola	mm
D_{KZ}	průměr zadního, poháněného, pojezdového kola	mm
D_{KZN}	průměr náboje zadního, poháněného, pojezdového kola	mm
E	modul pružnosti v tahu	MPa
E_{KIN}	kinetická energie	J
E_{POT}	potenciální energie	J
F_B	setrvačná síla celé plošiny	N
F_f	síla odporu valení	N
F_H	hnací síla	N
F_i	síly v ramenech nůžkové konstrukce, u jednotlivých čepů	N
F_{iN}	normálové síly u čepů ramen nůžkové konstrukce	N
F_{iT}	teční síly u čepů ramen nůžkové konstrukce	N
F_{iX}	síly v ose x působící u čepů ramen	N
F_{iY}	síly v ose y působící u čepů ramen	N
F_L	síla potřebná k natočení kol	N
F_N	zatížení od poloviny hmotnosti nůžkové konstrukce	N
F_{OB}	tažná síla ruky, která ovládá ruční páku	N
F_{OL}	síla v lanku brzdy vyvozená pákou	N
F_{PL}	zatížení plošiny od vlastní hmotnosti	N
F_{R1}	síla působící v táhle, od ovládacího mechanismu	N
F_{R2}	síla působící v táhle, na ovládací mechanismus	N
F_{SO}	síla odporu stoupání	N
F_S	osová síla v pohybovém šroubu	N
F_Z	nosnost pracovní plošiny s bezpečností	N
H_{CEL}	výška od země až po podlahu pracovní plošiny	mm
H_L	výška zvednutí	mm
H_{Z1}	nosná hloubka lichoběžníkového rovnoramenného závitu	mm

J_X	kvadratický moment průřezu ramene v ose X	mm^4
J_Y	kvadratický moment průřezu ramene v ose Y	mm^4
L_B	konstantní vzdálenost od okraje plošiny	mm
$L_{\check{C}}$	vzdálenost mezi krajním čepem a středním čepem	mm
L_H	vzdálenost mezi krajními čepy u nůžkové konstrukce	mm
$L_{H\max}$	maximální vzdálenost čepů, při sklopení	mm
$L_{H\min}$	minimální vzdálenost čepů, při maximálním zvednutí	mm
L_{LP}	délka vysunutí lineárního pohonu	mm
L_P	délka plošiny	mm
L_R	délka posunutí táhla při natočení kol	mm
M_{KB}	moment, který je potřeba zabrzdit	Nm
M_O	ohybový moment u ramene	Nmm
M_{Oi}	maximální ohybový moment pro maximální sílu F_i	Nmm
P_{EL}	potřebný výkon elektromotoru u zvedacího zařízení	W
P_{EL2}	potřebný výkon elektromotoru na pohon pojezdu	W
P_{ZH}	rozteč u lichoběžníkového rovnoramenného závitu	mm
R_1	vzdálenost působící síly F_L ke středu otáčení S_1	mm
R_2	vzdálenost působící síly F_{R2} ke středu otáčení S_2	mm
R_3	vzdálenost středů S_1 a S_2 u ovládacího mechanismu	mm
R_4	vzdálenost působící síly F_{R1} ke středu otáčení S_2	mm
R_5	vzdálenost působící síly F_H ke středu otáčení S_2	mm
Re	mez kluzu	MPa
R_{KZ}	poloměr pojezdového zadního kola	mm
S_R	plocha průřezu	mm^2
S_{RO}	plocha průřezu ramene pro ohyb	mm^2
S_{SV}	plocha svaru	mm^2
T_{KN1}	šířka náboje předního, natáčecího, pojezdového kola	mm
T_{KN2}	šířka náboje zadního, poháněného, pojezdového kola	mm
T_{KP}	šířka předního, natáčecího, pojezdového kola	mm
T_{KZ}	šířka zadního, poháněného, pojezdového kola	mm
Tr	velikost lichoběžníkového závitu	mm
W_O	modul průřezu v ohybu	mm^3
X_P, Z_P	vzdálenost působení těžiště od okraje pracovní plošiny	mm

a_B	zpomalení při brzdění	$m \cdot s^{-2}$
a_m, b_m	materiálové konstanty	MPa
a_P, s_P	vzdálenost těžiště celé plošiny od podlahy	mm
a_S	velikost svaru	mm
$d_{\check{c}i}$	průměr čepu	mm
d_T	vnitřní průměr trubky u ramene	mm
d_Z	hlavový průměr lichoběžníkového rovnoramenného závitu	mm
d_{Z2}	střední průměr lichoběžníkového rovnoramenného závitu	mm
d_{Z3}	patní průměr lichoběžníkového rovnoramenného závitu	mm
$i_{př\ 1}$	převodový poměr kuželové převodovky	-
$i_{př\ 2}$	převodový poměr ploché převodovky	-
i_R	poloměr setrvačnosti ramene	mm
k_3	převodní součinitel pro čelní koutový svar	-
k_4	převodní součinitel pro boční koutový svar	-
k_R	statická bezpečnost v ohybu	-
k_S	součinitel bezpečnosti	-
k_T	statická bezpečnost na vzpěr	-
$l_{\check{c}1}$	délka čepu	mm
$l_{\check{c}iM}$	vzdálenost působící síly F_i u momentu M_{Oi}	mm
l_{MS}	vzdálenost působící síly F_{14X} k okraji konzoly	mm
l_S	délka svaru	mm
m_C	celková hmotnost zvedací plošiny	kg
m_N	hmotnost nůžkové konstrukce	kg
m_{PL}	hmotnost plošiny	kg
m_Z	nosnost pracovní plošiny	kg
$n_{EL\ 1}$	otáčky elektromotoru u zvedacího zařízení	\min^{-1}
$n_{EL\ 2}$	otáčky elektromotoru na pohon pojezu	\min^{-1}
n_K	maximální otáčky pojezdového kola	\min^{-1}
$n_{př\ sk\ 1}$	skutečné otáčky na výstupu z kuželové převodovky	\min^{-1}
$n_{př\ sk2}$	výstupní otáčky z ploché převodovky	\min^{-1}
$n_{př}$	potřebné otáčky na výstupu z převodovky	\min^{-1}
p_1	měrný tlak	MPa

p_D	dovolený tlak	MPa
s_{ξ}	posuv šroubu	mm. ot ⁻¹
t_B	doba, za kterou má zvedací plošina při brzdění zastavit	s
t_R	tloušťka stěny ramene	mm
t_Z	doba zvedání plošiny	s
v	maximální rychlost pojezdu	m · s ⁻¹
v_{SK}	skutečná rychlost pojezdu	m · s ⁻¹
$v_{\xi SK}$	skutečná rychlost šroubu	m · min ⁻¹
v_{ξ}	rychlost pohybového šroubu	m · min ⁻¹
α	úhel naklopení	°
α_{\max}	maximální úhel naklopení, při maximálním zvednutí	°
α_{\min}	minimální úhel naklopení, při sklopení	°
α_S	maximální úhel stoupání vozovky	°
β	úhel vysunutí lineárního pohonu při poloměru otáčení R_1	°
β_{SV}	součinitel tloušťky koutového svaru	-
ξ	součinitel odporu valení	-
γ	úhel natočení pojezdových kol	°
$\eta_{PŘ}$	účinnost kuželové převodovky	%
η_Z	účinnost převodovky a pohybového šroubu	%
$\lambda_{KR R}$	mezní štíhlost tyče	-
λ_R	štíhlost tyče	-
σ_D	dovolené napětí	MPa
σ_{DT}	tlakové napětí v rameni	MPa
σ_{KR}	kritické napětí při zhroucení prutu	MPa
σ_O	napětí v ohybu	MPa
σ_{red}	výsledné redukované napětí	MPa
τ	smykové napětí	MPa
$\tau_{\parallel 3}$	smykové napětí u svaru od posouvající síly	MPa
τ_{\perp}	smykové napětí u svaru od ohybového momentu	MPa
ω_K	úhlová rychlost pojezdového kola	s ⁻¹
ω_{KSK}	skutečná úhlová rychlost pojezdového kola	s ⁻¹

ÚVOD DO DANÉ PROBLEMATIKY

Zvedací plošiny slouží ke svislé dopravě břemen nebo osob a k jejich udržení v určité požadované výšce. Zvedací plošiny a to jak mobilní, tak i stabilní se v dnešní době používají prakticky neomezeně, např. ve výrobě, při skladování, manipulaci (k přepravě břemen, zařízení nebo osob). Jejich zdvih se pohybuje od jednoho až do několika metrů, nosnost od stovky kilogramů až do několika tun. Využívají se většinou jako mezipatrová doprava břemen, alternativa výtahů, součást výrobních linek, nebo se uplatňují jako montážní lávky.

Nůžková konstrukce je poháněna zvedacím zařízením. Jednonůžkové zvedací plošiny jsou nejrozšířenější v průmyslovém odvětví. Plošiny se používají jak v interiéru, tak i v exteriéru. Pro vyšší zdvih plošiny se používají vícenůžkové zvedací plošiny.

Pomocí pojezdu je umožněno libovolné změny polohy zařízení. Plošina je upevněna na nůžkovou konstrukci. Podlaha pracovní plošiny je tvořena standardně buď žebrováním, nebo protiskluzným plechem. Pohony, podle použití v prostředí, mohou být elektrické nebo dieselové. Mezi hlavní výhody mobilních vícenůžkových plošin patří jejich pohyblivost.

Tato diplomová práce se zabývá problémem návrhu mobilní vícenůžkové zvedací plošiny pro zvedání osob v interiéru, o nosnosti $m_z = 200 \text{ kg}$, o minimálním rozměru montážní plošiny $2200 \times 1000 \text{ mm}$, maximální zvedací výška 5 m , maximální rychlost pojezdu $0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, pohon bude elektrický na baterii. Podle zadání je vytvořen sestavní výkres mobilní vícenůžkové zvedací plošiny a podvozku, délka výrobní výkres ramene a spřáhla.

1 ZVEDACÍ PLOŠINY V PRAXI

Zvedací plošiny slouží pro zvedání osob, zařízení aj. ve vertikálním směru. Existují různé druhy zvedacích plošin. Každou z nich je možno použít pro jinou aplikaci (kap. 1.1 až kap. 1.7 a kap. 2). Bezpečnost při používání zařízení je prioritou. Touto bezpečností se zabývají české i evropské normy. Např. ČSN ISO 18893, která obsahuje bezpečnostní zásady, prohlídky, údržbu a provoz pojízdných zdvihacích plošin. [21]

Rozdělení podle umístění:

- automobilové – např. kloubové, teleskopické aj.,
- samostatné – např. přívěsové, ramenové aj.

Rozdělení podle druhy plošin:

- kloubové – kap. 1.1,
- teleskopické – kap. 1.2,
- přívěsové – kap. 1.3,
- manipulátory – kap. 1.4,
- ramenové (personální) – kap. 1.5,
- materiálové – kap. 1.6,
- pásové – kap. 1.7,
- nůžkové – kap. 2.

1.1 Kloubové plošiny

Využívají se pro práci, kde je potřeba určitého stranového dosahu. Tento typ plošin se používá při externích pracích, kdy se musí překonávat různé terénní nebo výškové překážky.

Jsou otočné o 360° a umožňují pojíždět v maximální výšce. Ramena se otáčejí na kloubech. Kloubová plošina je znázorněna na obr. 1.1.

Rozeznáváme dva druhy kloubových plošin:

- elektrické kloubové plošiny – pro práci na pevných podkladech,
- dieselové pracovní plošiny – vhodné pro práci na zpevněných i nezpevněných podkladech.



Obr. 1.1 – Kloubová plošina [34]

1.2 Teleskopické plošiny

Tento typ plošin má stejné vlastnosti jako kloubové plošiny, pouze s tím rozdílem, že jsou vhodné jak pro zpevněné, tak i nezpevněné povrchy. Dalším rozdílem je pohon 4x4. Ramena jsou teleskopická s možností dosahování různých výšek v rozmezí od minimální až po maximální výšku. Zdrojem pohonu jsou výkonné dieselové motory. Teleskopická plošina je znázorněna na obr. 1.2.



Obr. 1.2 – Teleskopická plošina [36]

1.3 Přívěsové plošiny

Přívěsové plošiny jsou vhodné pro práci v náročných terénech, kdy stupeň náklonu je větší než 5° . Tyto plošiny jsou vybaveny hydraulickými nohami, jak je znázorněno na obr. 1.3. Zdrojem pohonu jsou akumulátory, diesellový nebo benzínový motor. Výhodou je možnost připojení plošiny za osobní automobil.



Obr. 1.3 – Přívěsová plošina [35]

1.4 Manipulátory

Tyto zařízení umožňují dopravu materiálu o různých hmotnostech. Jsou vybaveny diesellovými motory s pohonem 4x4. Mohou dopravovat materiál o hmotnosti 3200 kg až 5000 kg, do výšky 9 m až 21 m. Manipulátor může být dovybaven různými doplňky jako například: košem, lžicí na sypký materiál, závěsným hákem nebo jeřábovým nástavcem. Manipulátor je zobrazený na obr. 1.4.



Obr. 1.4 – Manipulátor [39]

1.5 Ramenové (personální) plošiny

Vhodné pro údržbové práce. Plošiny jsou tvořeny většinou pouze pro jednu osobu. Umožňují pohyb kolmo nahoru a jsou ustaveny na manuálních nohách, jak je znázorněno na obr. 1.5.



Obr. 1.5 - Ramenová (personální) plošina [48]



Obr. 1.6 – Materiálová plošina [40]

1.6 Materiálové plošiny

Slouží jako doplňkové stroje. Pomáhají při výškových pracích dopravovat materiál do výšek 1,7 m až 8 m. Nosnost se liší podle výšek, od 113 kg do 454 kg. Jeden typ materiálové plošiny je zobrazený na obr. 1.6.

1.7 Pásové plošiny

Používají se ve velkých interiérových prostorech, ale také v exteriéru. Pojezd je pomocí pásů, jak je zobrazeno na obr. 1.7.



Obr. 1.7 - Pásové plošiny v interiéru (vlevo) a v exteriéru (vpravo) [41]

2 DRUHY NŮŽKOVÝCH PLOŠIN

Výhodou nůžkové konstrukce je hlavně jeho malá hmotnost a to i za dosažení velkých zdvihů. Při volbě nůžkových plošin musí být známe informace o použití zařízení, druhu práce, jako například: jakou hmotnost bude mechanismus přenášet, jaký výškový rozdíl bude překonávat a kde bude zařízení umístěno, používáno aj. Zvolené zařízení musí vyhovovat pracovním podmínkám.

2.1 Rozdělení podle druhu nůžkové konstrukce:

a) Plošiny s jednoduchými nůžkami

Nejvíce používaná nůžková konstrukce je znázorněna na obr. 2.1. Používají se pro vyrovnání výškového rozdílu, např. při zvedání těžkých břemen jako nakládka a vykládka zboží z nákladního automobilu, součást přepravního systému aj.



Obr. 2.1 – Statická jednonůžková plošina [37]

b) Plošiny s dvojitými nůžkami horizontální

Mají vedle sebe umístěné dvě stejné nůžkové konstrukce, které zdvihají jeden stůl. Vhodné pro zvedání dlouhých a těžkých břemen, viz obr. 2.2.



Obr. 2.2 – Zvedací plošina dvojitá nůžková horizontální [44]

c) Plošiny s dvojitými nůžkami vertikální

Mají umístěné dvě nůžkové konstrukce nad sebou a díky tomu dosahují větších zdvihů než jednonůžkové, při stejné zástavové ploše. Oproti klasickému výtahu není potřeba stavět výtahové šachty a jejich vedení. Stačí upevnění k podlaze ve spodní části zařízení. Používají se jako pracovní plošiny, zakladače na palety, pracovní stoly, zvedáky, výtahy pro invalidy. Plošiny mohou být mobilní, viz obr. 2.3, nebo pevné, viz obr. 2.4.



Obr. 2.3 – Zdvíhací vozík
s dvojitými nůžkami [38]



Obr. 2.4 - Zvedací plošina dvojitá
vertikální [45]

d) Plošiny vícenůžkové

Jsou podobné jako plošiny s dvojitými nůžkami vertikální, ale kvůli vícenásobné nůžkové konstrukci dosahují větších zdvihů, viz obr. 2.5, obr. 2.6. Plošina má většinou zábradlí, kvůli bezpečnosti, aby nedošlo k pádu obsluhy.



Obr. 2.5 – Mobilní vícenůžková zvedací
plošina [46]



Obr. 2.6 - Zvedací plošina trojitá
vertikální [42]

2.2 Rozlišujeme tyto druhy pohonu:

a) Ruční pohon

Je určen pro nůžkové plošiny, které mají nosnost od sta kilogramů, do maximálně jedné tuny. Nůžková konstrukce může být jednonůžková, dvojnůžková nebo vícenůžková. Jedná se o mobilní zařízení, které je poháněno pouze ručně. Pohyb zařízení je zajištěn pomocí koleček, které musí být uzpůsobeny podmínkám použití zařízení, např. musí být odolné vůči prostředí, kde se používají, nesmí zanechávat stopy apod.

b) Spalovací motor

Je určen pro zařízení, které se používá jak na pevném, tak i na nepevném povrchu. Není nutnost připojení na elektrickou síť a nemusí se dobíjet baterie jako při interním použití mobilních plošin. Využívá se pro externí účely, protože spalovací motor vypouští do ovzduší výfukové plyny. Pohon bývá obvykle na všechny čtyři kola, výjimečně jen na dvě.

c) Elektrický pohon

Používá se hlavně tehdy, když se zařízení pohybuje po pevném povrchu (např. parkoviště, haly). Pohyb zajišťují buď dvě, nebo všechny čtyři kola. Pohon zařízení je pomocí baterií, které se musí dobíjet. Každý model má jinou dobu nabíjení i jinou dobu výdrže zařízení v provozu. Oproti spalovacímu motoru nevypouští do ovzduší spalovací plyny, proto je vhodné použití pro vnitřní prostory.

2.3 Dále rozlišujeme plošiny:

- statické – viz obr. 2.5,
- mobilní – viz obr. 2.6.

2.4 Rozdělení podle použití

Existuje dvojí druh použití plošin, pro interiér a pro exteriér. Plošiny používané převážně pro interiér využívají elektrický pohon (kap. 2.2.3), nebo ruční pohon (kap. 2.2.1). Pohybují se po pevném povrchu, např. po parkovištích, asfaltových cestách, po halách atd. Kola musí být zvolena tak, aby nezanechávaly stopy při pohybu po podložce, zemi. Jedna z plošin elektricky poháněných je znázorněna na obr. 2.7.

Dalším druhem jsou plošiny používané pro externí účely. Pohon plošin je pomocí spalovacího motoru (kap. 2.2.2), nebo pomocí ručního pohonu (kap. 2.2.1). Používají se na pevném a hlavně na nepevném povrchu. Externí plošina se pohybuje pomocí spalovacího motoru - obr. 2.8.

*Obr. 2.7 – Plošina pro interní použití [43]**Obr. 2.8 – Plošina pro externí použití [47]*

2.5 Způsoby vyvození zvedací síly

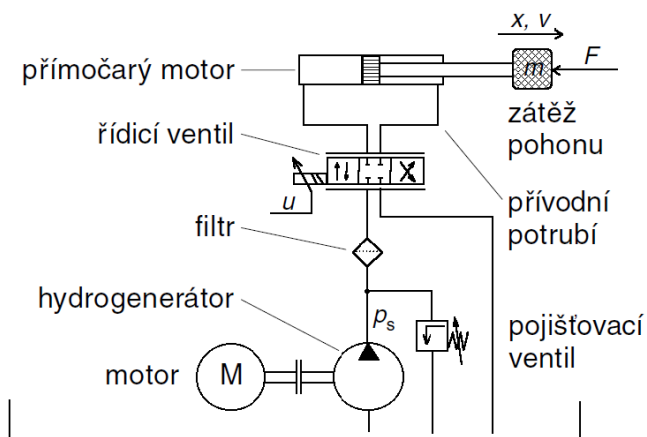
Jednou z důležitých částí mobilní vícenůžkové zvedací plošiny je samotné zdvihací zařízení. Pod pojmem zdvihací zařízení se rozumí mechanismus, který zvedá nůžkovou konstrukci a tím i plošinu do určité výškové polohy. Existuje mnoho řešení a variant jak se dá plošina zvedat. Rozhoduje se podle 2 hlavních kritérií, podle výšky zdvihu a podle hmotnosti zvedacího zařízení. [17]

Dle ČSN EN 1494 + A1, str. 11, kap. 3.2 se používá pohon:

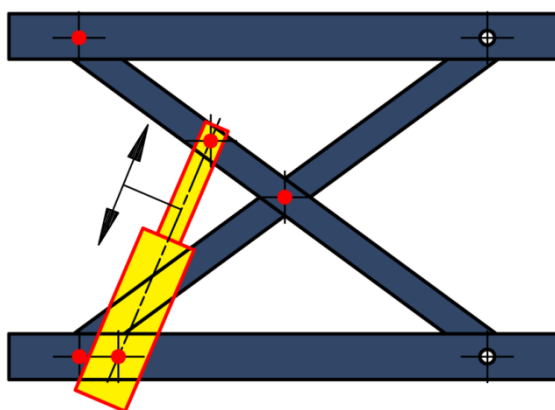
- ruční – pohon lidskou silou, např. hřeben a ozubené kolo (kap. 2.5.3),
- pneumatický – pohon stlačenými plynnými látkami
- hydraulický – pohon stlačenou hydraulickou kapalinou (kap. 2.5.1),
- elektrický – pohon elektrickou energií, např. šroubový mechanismus (kap. 2.5.2).

2.5.1 Hydraulický píst

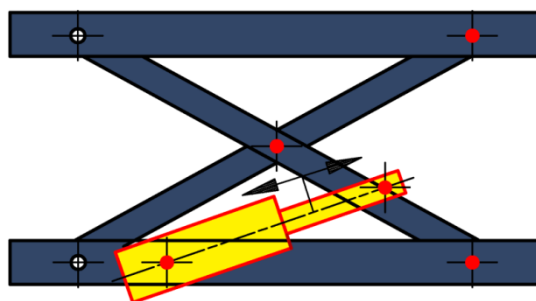
Zvedání pomocí hydraulického zařízení je založeno na principu tlakové energie a fyzikální vlastnosti nestlačitelnosti kapalin. Tlaková energie vychází z Pascalova zákona, který říká, že tlak vyvolaný vnější silou působící na povrch kapaliny v uzavřené nádobě je ve všech místech kapaliny stejný. Jedná se o nejvýkonnější mechanismus na zvedání zařízení, proto se často používá u nůžkových plošin. Princip a popis jednotlivých částí hydraulického pohonu jsou znázorněny na obr. 2.9. Mezi výhody patří jednoduchost, velká síla a přesnost při malých rozměrech, vysoká účinnost. Nevýhody u tohoto mechanismu jsou drahý provoz, údržba, nebezpečí úniku kapaliny při poruše. Možnosti umístění hydraulického válce u nůžkových plošin jsou znázorněny na obr. 2.10, obr. 2.11, obr. 2.12. [2]



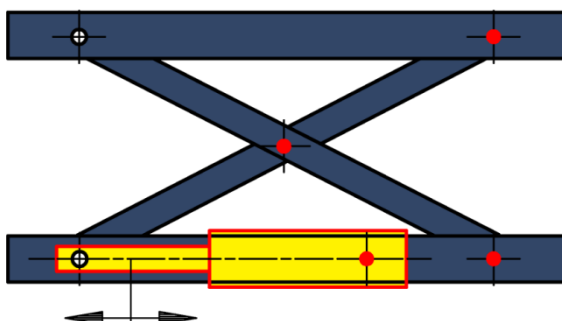
Obr. 2.9 - Schéma hydraulického pohonu [33]



Obr. 2.10 – Umístění hydraulického válce u nůžkových plošin – varianta 1.



Obr. 2.11 – Umístění hydraulického válce u nůžkových plošin – varianta 2.

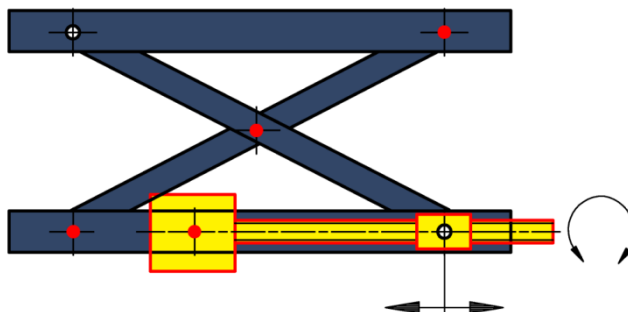


Obr. 2.12 – Umístění hydraulického válce u nůžkových plošin – varianta 3.

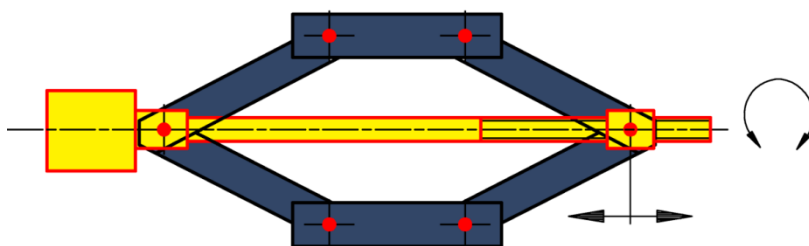
2.5.2 Šroubový mechanismus

Zvedání pomocí šroubového mechanismu je založeno na principu přeměny točivého momentu na posuvný, a to díky rotační hřídeli se závitem a za pomoci matice. Šroubový

mechanismus se umísťuje horizontálně vzhledem k plošině. Hřídel se pouze otáčí, neposouvá se. Matice se posouvá, neotáčí se. Matice je spojena s nůžkovou konstrukcí a tím dochází ke zvednutí plošiny. Možnosti umístění šroubového mechanismu jsou schematicky znázorněny na obr. 2.13, obr. 2.14. Pro moje zadání je nejvhodnější šroubový mechanismus.



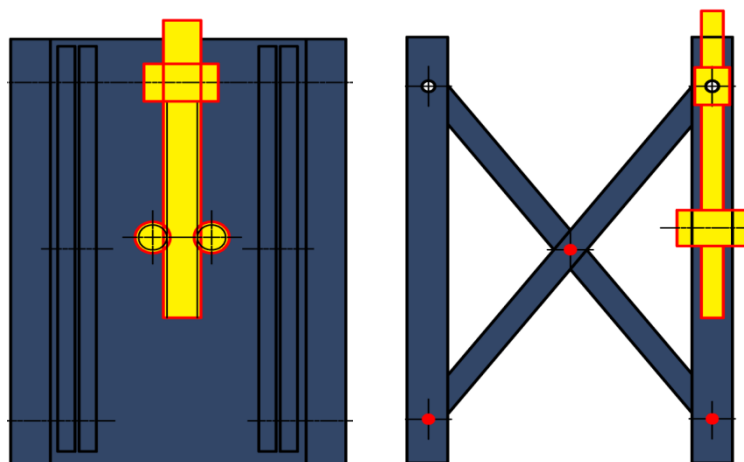
Obr. 2.13 – Umístění šroubového mechanismu u nůžkových plošin – varianta 1



Obr. 2.14 – Umístění šroubového mechanismu u nůžkových plošin – varianta 2

2.5.3 Hřeben a ozubené kolo

Je vhodný pro jednoduché nůžkové konstrukce, které zvedají velmi malé hmotnosti. Hřeben je vytvořen na plné tyči, která může být obdélníkového, nebo čtvercového průřezu. Hřeben je buď na jedné straně, nebo je stejný na obou stranách. Je poháněn ozubeným kolem, který se otáčí kolem své osy. V případě ozubeného hřebenu na obou stranách musí být synchronizace otáčení obou ozubených kol, aby nedošlo k tomu, že se jedno kolo otáčí a druhé ne. Tento typ zvedání se používá jen výjimečně. Použití hřebenu a ozubeného kola pro nůžkovou konstrukci je znázorněno na obr. 2.15.



Obr. 2.15 – Umístění mechanismu hřebenu a ozubeného kola u nůžkových plošin

3 VYBRANÉ PLATNÉ PŘEDPISY ZVEDACÍCH ZAŘÍZENÍ

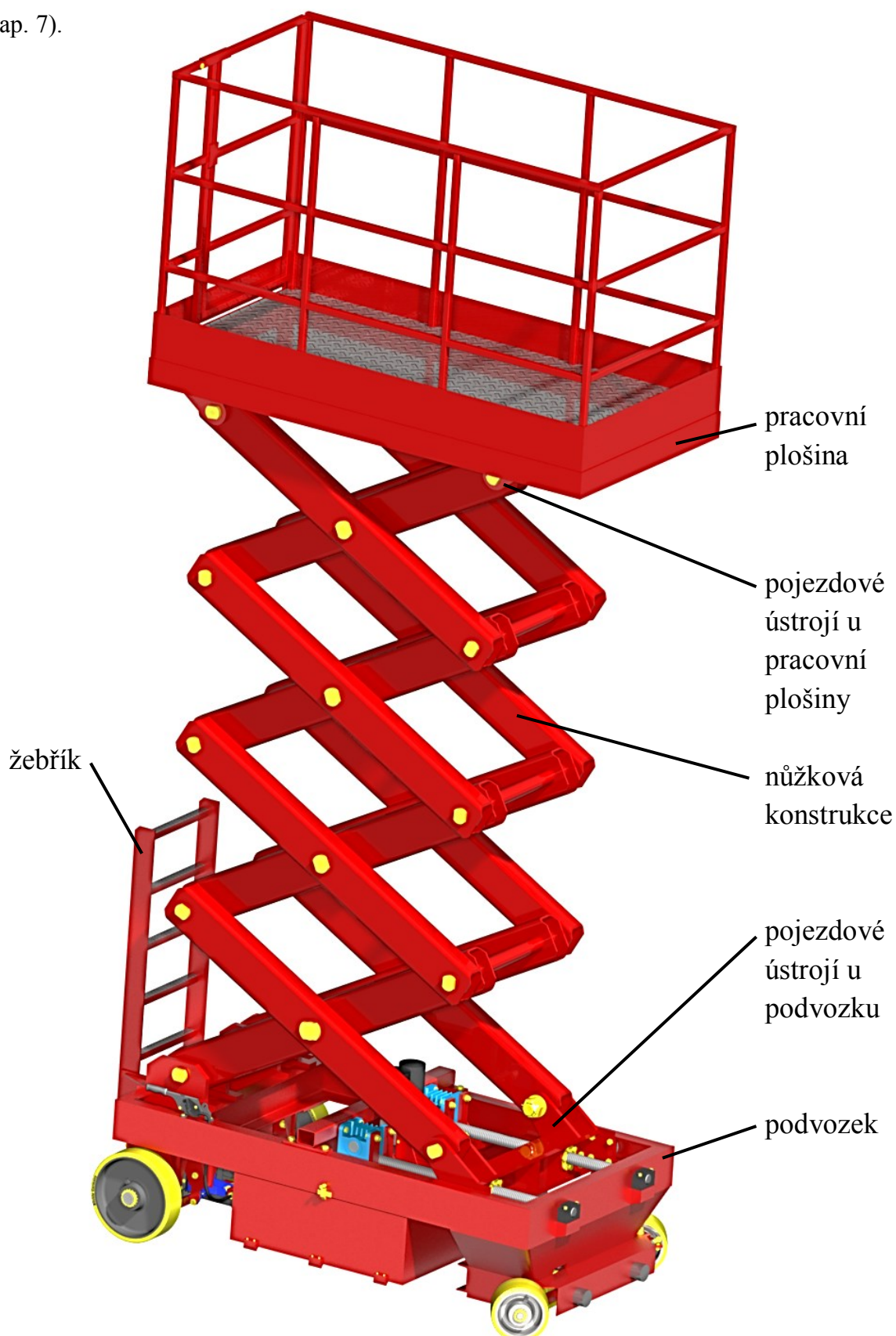
Při návrhu plošiny jsem vycházel z platných norem:

- a) **ČSN ISO 18893:** Pojízdne zdvihací pracovní plošiny – Bezpečnostní zásady, prohlídky, údržba a provoz. Norma v sobě zahrnuje všeobecné požadavky, jako návod k použití, uchování záznamů a podobně. Dalším tématem, kterým se norma zabývá, je údržba a její rozdělení s časem provádění a odpovědnosti. Třetím okruhem, který norma obsahuje, je provoz. V této kapitole se norma zabývá školením obsluhy, podpory uživatelů a obsluhy, také prohlídkou pracovního místa. Posledním tématem, je přeprava. [21]
- b) **ISO 18878 (27 5005):** Pojízdne zdvihací pracovní plošiny – Školení obsluhy. Norma uvádí metody přípravy materiálu pro školení a organizaci školení obsluhy zdvihacích plošin. Zahrnuje požadavky na školení a oprávnění k obsluze, také obsah školení, organizaci školení kam spadá i prověřování. [30]
- c) **IEC 61057 zavedena v ČSN EN 61057 (35 9714):** Izolační pohyblivé pracovní plošiny pro práce pod napětím nad 1kV střídavého napětí. Používá se pro izolační pohyblivé plošiny, pro práce pod napětím. Norma určuje speciální technické vlastnosti, zkoušky a kontroly izolačních částí, dále technické vlastnosti, zkoušky a kontroly vodivých částí a zvláštní vlastnosti, které není nezbytně nutné zkoušet, ale které jsou podstatné pro zajištění bezpečnosti a důležité pro bezpečnou práci na živých částech. [19]
- d) **IEC TS 61813:2000 zavedena v ČSN IEC 61813:2002 (35 975):** Práce pod napětím – Zacházení, údržba a provozní zkoušení zdvihacích pracovních plošin s izolačními rameny. Norma zahrnuje požadavky, které se týkají specifikace, výroby, výběru, použití a údržby předmětů a zařízení pro práce pod napětím. Obsahuje v sobě informace typu charakteristiky náradí, předmětů a zařízení, podmínky jejich použití a údržby a také podmínky jejich skladování a přepravy. [20]
- e) **EN 349:1993 zavedena v ČSN EN 349:1994 (83 3211)** Bezpečnost strojních zařízení – Nejmenší mezery k zamezení stlačení částí lidského těla. [22]
- f) **EN 954-100:1999 zavedena v ČSN 954-100:2000 (83 3205):** Bezpečnost strojních zařízení – Bezpečnostní části řídicích systémů – Část 100: Návod pro používání a aplikaci. Obsahuje informace o tom, jak řídicí systém přispívá ke snížení rizika u stroje a také co je míněno bezpečnostními částmi řídicího systému ve vztahu k bezpečnostním funkcím. [27]

- g) **EN 60204-1:1997 zavedena v ČSN EN 60204-1:2000 (33 3205):** Bezpečnost strojních zařízení – Elektrická zařízení strojů – Část 1: Všeobecné požadavky. [23]
- h) **EN 60529:1991 zavedena v ČSN EN 60529:1993 (33 0330):** Stupně ochrany krytem (krytí – IP kód). Stupně krytí se udávají zkratkou, která se skládá ze dvou vždy stejných označovacích písmen IP a dvou číslic charakterizujících stupeň krytí. Norma popisuje stupně ochrany proti vniknutí pevného cizího tělesa, proti vniknutí vody, ochrany osob před dotykem nebezpečných částí uvnitř krytu, dále je předmětem normy označování těchto stupňů ochrany, také požadavky na jednotlivá označení a zkoušky stanovené k prověření, zda kryty splňují požadavky této normy. [24]
- i) **EN ISO 12100-2:2003 zavedena v ČSN EN ISO 12100 – 1:2011 (83 3001):** Bezpečnost strojních zařízení – Základní pojmy, všeobecné zásady pro konstrukci – Část 1: Základní terminologie, metodologie. Slouží konstruktérům jako návod, který umožňuje vyrábět stroje, které jsou při jejich předpokládaném používání bezpečné. [28]
- j) **EN ISO 13849-2:2003 zavedena v ČSN EN ISO 13849-2:2008 (83 3205):** Bezpečnost strojních zařízení – bezpečnost části řídicích systémů – Část 2: Ověřování. Norma specifikuje postupy a podmínky, které musí být dodrženy při ověřování pomocí analýzy a zkoušení bezpečnostních funkcí a dosažené kategorie bezpečnostních částí ovládacího systému. [29]
- k) **ISO 3864:1984 zavedena v ČSN ISO 3864:1995 (01 8010):** Bezpečnostní barvy a bezpečnostní značky. Norma obsahuje informace o bezpečnostních barvách a značkách, které pomáhají předcházet úrazům, zdravotním rizikům, požárům a případům havárií. [31]
- l) **EN 811 zavedena v ČSN EN 811 (83 3213):** Bezpečnost strojních zařízení – Bezpečné vzdálenosti k zabránění dosahu k nebezpečným místům dolními končetinami. Norma obsahuje hodnoty nebezpečných vzdáleností k zamezení přístupu a vzdálenosti ztěžující volný přístup dolních končetin osob starších 14-ti let. [26]
- m) **EN 60947-5-1:1997 zavedena v ČSN EN 60947-5-1:2005 (35 4101)** Spínací a řídicí přístroje nn – Část 5-1: Přístroje a spínací ústrojí řídicích obvodů – Elektromechanické přístroje řídicích obvodů (IEC 60947-5-1:2005). Norma zahrnuje informace v oblasti části řídicích spínačů, jejich činnost a další. [25]

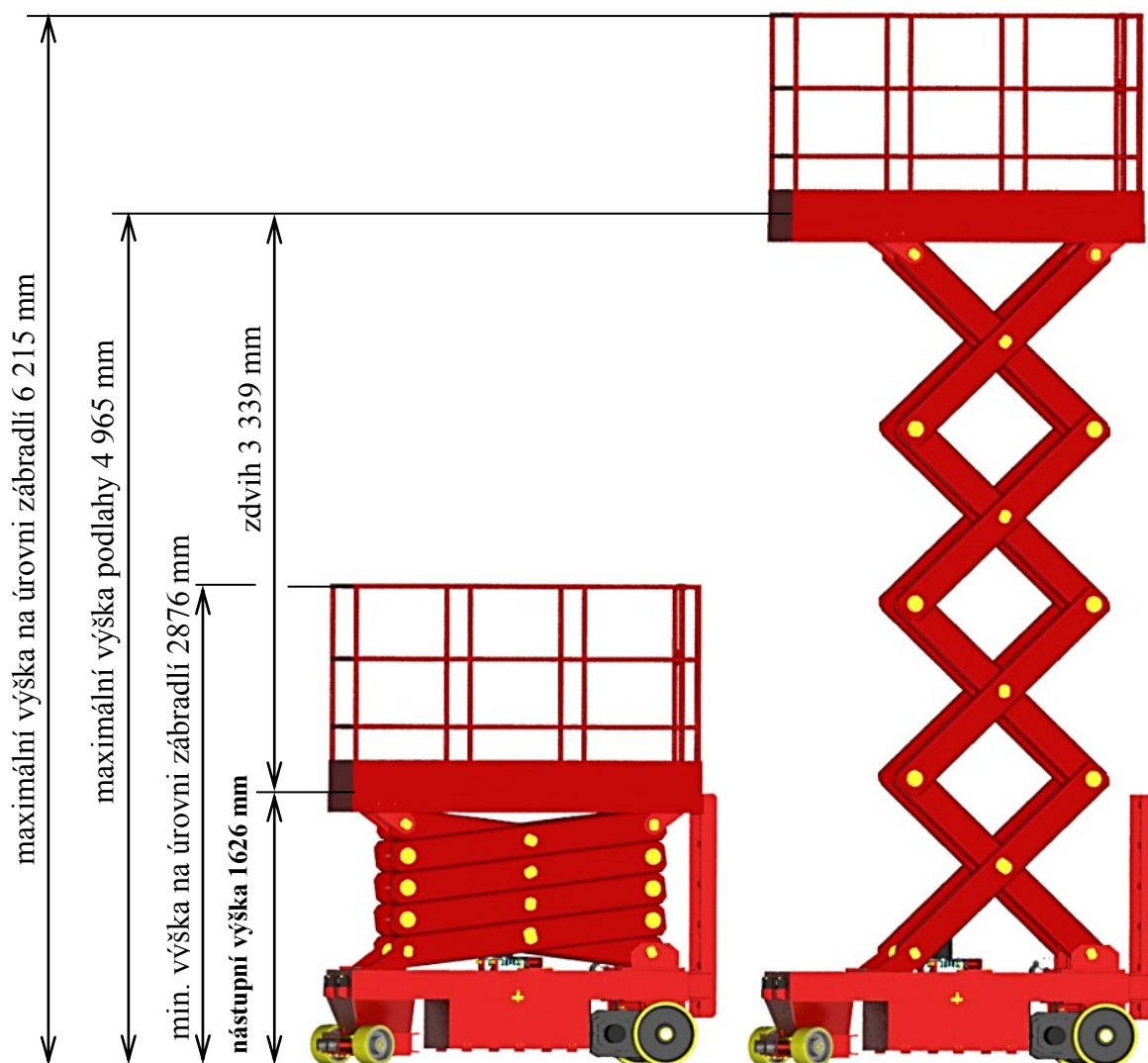
4 POPIS KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Na obr. 4.1 je znázorněna navržená mobilní vícenůžková zvedací plošina. Mezi hlavní části patří podvozek (viz kap. 5), nůžková konstrukce (viz kap. 6) a pracovní plošina (viz. kap. 7).



Obr. 4.1 – mobilní vícenůžková zvedací plošina

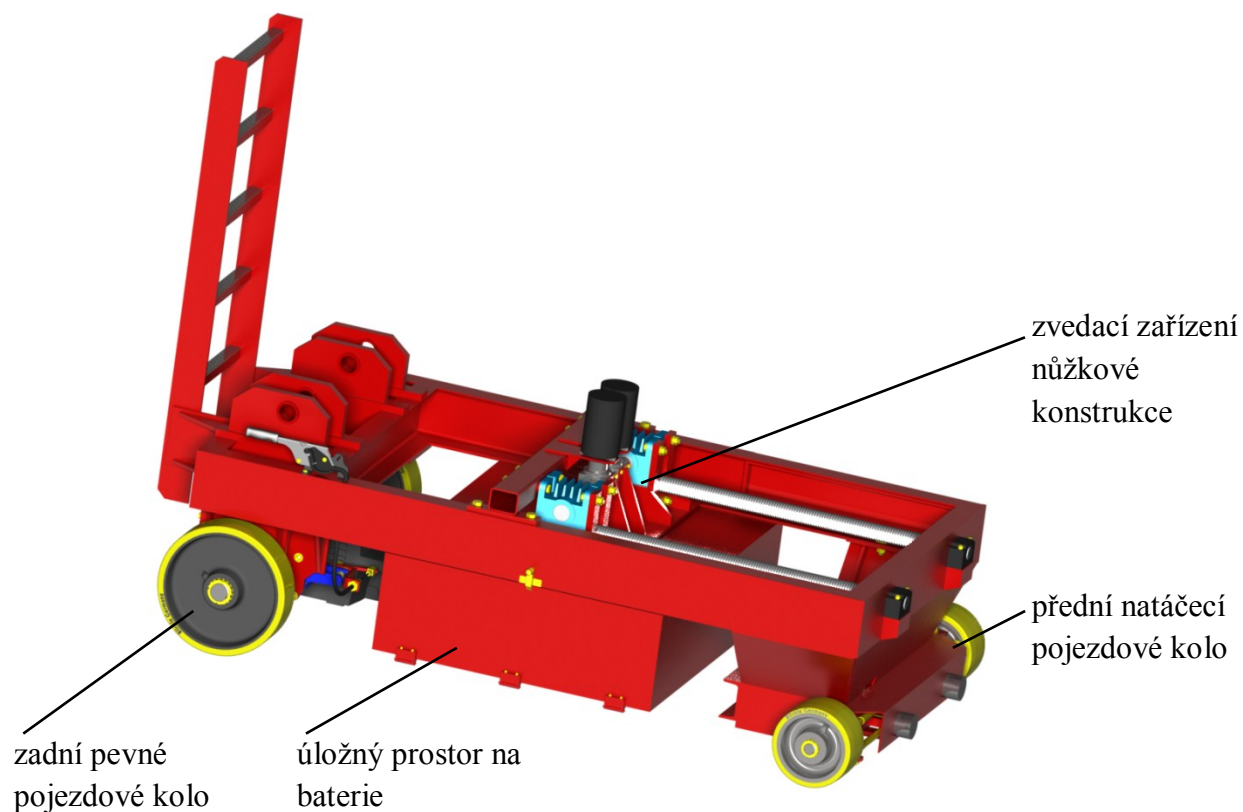
Na obr. 4.2 vlevo jsou rozměry výšek plošiny při sklopení a vpravo při maximálním rozevření.



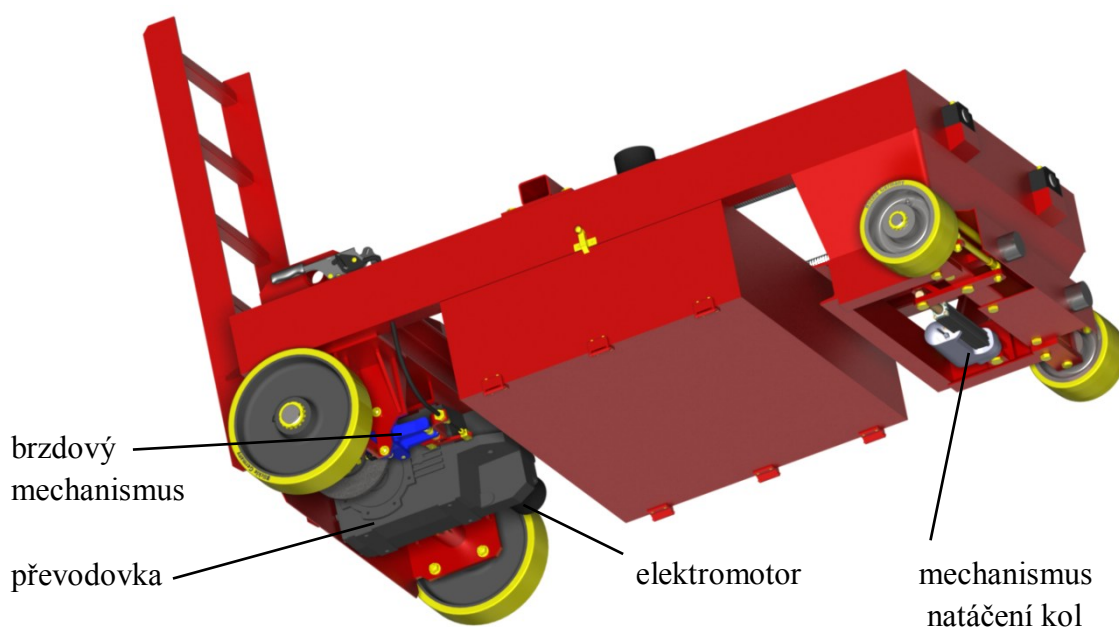
Obr. 4.2 – Velikosti pracovní plošiny při sklopení a zvednutí plošiny

5 PODVOZEK

Podvozek, zobrazený na obr. 5.1, 5.2, je základní část mobilní vícenůžkové zvedací plošiny. Nosná konstrukce je svařovaná, ve kterém je pomocí čepu, pojezdových kladek upevněna nůžková konstrukce. Podvozek má vlastní elektrický pohon, který je na baterii. Ve přední části jsou umístěna natáčecí pojezdová kola a v zadní části pevná poháněná kola. Uprostřed jsou umístěny baterie a zvedací zařízení nůžkové konstrukce.



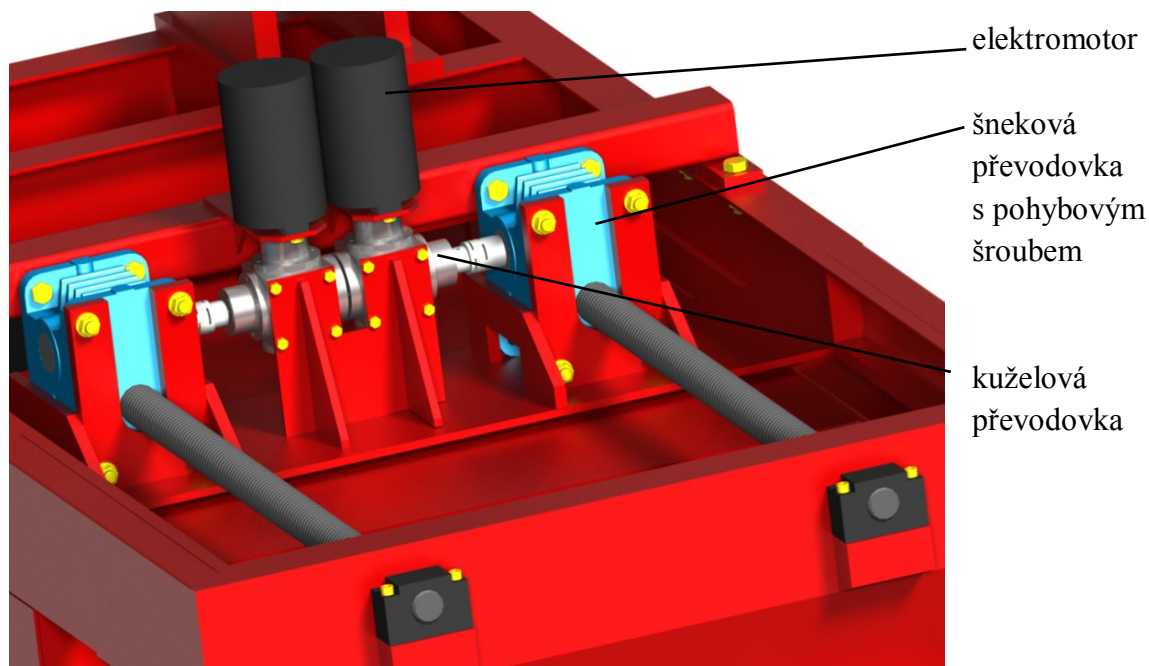
Obr. 5.1 – Podvozek mobilní vícenůžkové zvedací plošiny, pohled 1



Obr. 5.2 – Podvozek mobilní vícenůžkové zvedací plošiny, pohled 2

5.1 Návrh zvedacího zařízení nůžkové konstrukce

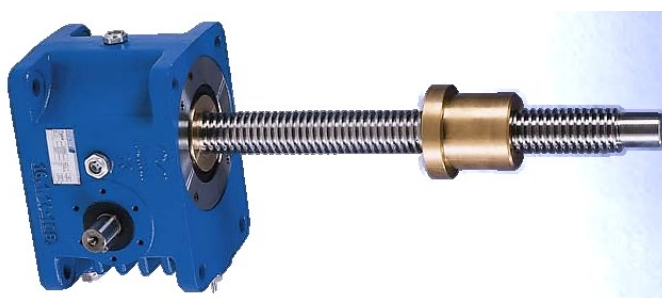
Zvedací zařízení, zobrazeno na obr. 5.3, zdvihá nůžkovou konstrukci. Zařízení obsahuje dva elektromotory, dvě kuželové převodovky a dvě šnekové převodovky s pohybovým šroubem a maticí.



Obr. 5.3 – Zdvihací zařízení nůžkové konstrukce

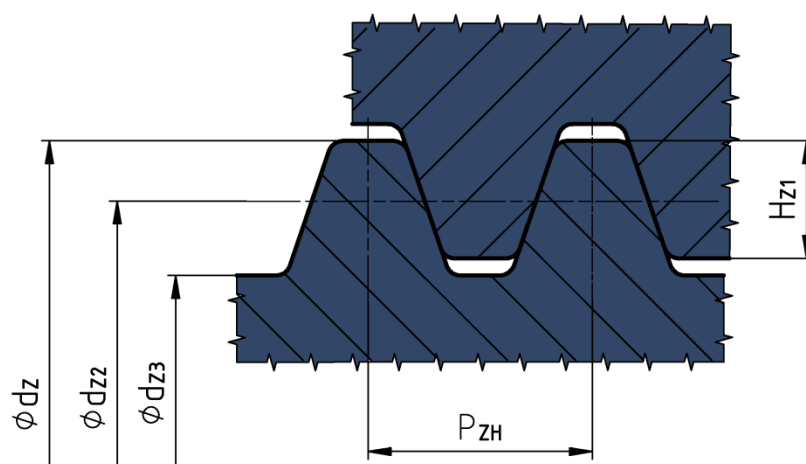
5.1.1 Volba šnekové převodovky a pohybového šroubu

Pohybový šroub a převodovka byly zvoleny od firmy Pfaff Silberblau. Šroub je upevněný v převodovce typu L, viz obr. 5.4. Na pohybovém šroubu je upevněna bronzová matice. Šroub je mazán mazivem FORMAX 60 dle Pfaff Silberblau. [13]



Obr. 5.4 – Pohybový šroub s převodovkou HSE a bronzová matice [13]

Velikost pohybového šroubu byla zvolena podle maximální osově síly u nůžkové konstrukce $F_S = -84\,313\text{ N}$ (viz příloha B, tab. B.4). Tomuto požadavku vyhovuje lichoběžníkový rovnoramenný jednochodý závit **Tr 60 x 12**, dle DIN 103-7e a dle Pfaff Silberblau, který má rozměry dle obr. 5.5 a dle tab. 5.1. K tomuto šroubu byla zvolena **šneková převodovka** typu **HSE 80.1**, která má parametry dle tab. 5.2. [13]



Obr. 5.5 – Lichoběžníkový rovnoramenný jednochodý závit

Tab. 5.1 – Parametry lichoběžníkového šroubu Tr 60x12 DIN 103-7e [13]

Typ	Materiál	Velikosti [mm]				
		d_z	d_{z2}	d_{z3}	P_{ZH}	H_{z1}
Tr 60x12	C45 (12 050.1)	60	53,593	47	12	6

Tab. 5.2 – Parametry převodovky HSE 80,1 [13]

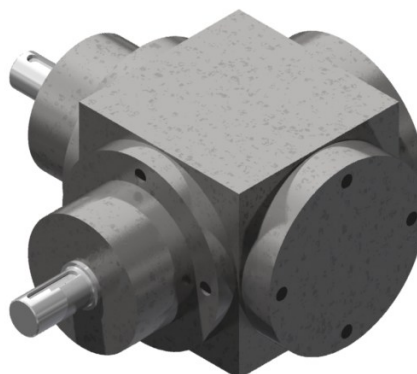
Typ převodovky	Max. přenositelný moment [kN]	Převodový poměr	Posuv šroubu s_ξ [mm.ot ⁻¹]	Účinnost převodovky a šroubu η_z [%]
HSE 80,1	100	32:1	0,375	39

5.1.2 Volba kuželové převodovky a elektromotoru

Potřebné otáčky na výstupu z převodovky

$$n_{pr} = \frac{v_\xi}{s_\xi} = \frac{0,4 \cdot 1000}{0,375} = 1066,6 \text{ min}^{-1} \quad (5.1)$$

v_ξ – rychlost pohybového šroubu $v_\xi = 0,4 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$



Obr. 5.6 - Kuželová převodovka od firmy MATIS

Byla zvolena kuželová převodovka se dvěma náboji, viz obr. 5.6, typu **RX 86** od firmy **MATIS**, která má parametry dle tab. 5.3. [11]

Tab. 5.3 - Parametry převodovky RX 86 od firmy MATIS [11]

Maximální přenositelný výkon [kW]	Převodový poměr $i_{př1}$	Výstupní hřídel	Hmotnost [kg]	Účinnost převodovky $\eta_{př}$ [%]
2,79	3	jednostranný	3,25	90

Potřebný výkon elektromotoru

$$P_{EL} = \frac{F_S \cdot v_{\xi}}{\eta_Z \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{KL}} = \frac{84\,313 \cdot 0,4}{0,39 \cdot 0,90 \cdot 60 \cdot 0,8} = 2001,7 \text{ W} \quad (5.2)$$

Byl zvolen stejnosměrný elektromotor **F 000 MM0 003** od firmy **BOSH**, zobrazený na obr. 5.7. Tento elektromotor má parametry dle tab. 5.4. Zařízení bude obsahovat tyto motory dva, synchronizace je zajištěna frekvenčním měničem. Pohon je regulovaný co do rozběhu, eliminace setrvačných účinků. [7]



Obr. 5.7 – Elektromotor F 000 MM0 003 od firmy BOSH [7]

Tab. 5.4 - Parametry elektromotoru F 000 MM0 003 od firmy BOSH [7]

Výkon [W]	Napětí [V=]	Proud [A]	Otáčky $n_{EL1} [\text{min}^{-1}]$	Smysl otáčení	Hmotnost [kg]	Rozměry [mm]
2 380	24	140	3250	obousměrný	7	Ø 114 x 152,4

Skutečná rychlost šroubu

$$n_{přsk1} = \frac{n_{EL1}}{i_{př1}} = \frac{3250}{3} = 1083,3 \text{ min}^{-1} \quad (5.3)$$

$$n_{přsk1} = \frac{v_{\xi SK}}{s_{\xi}} \Rightarrow v_{\xi SK} = s_{\xi} \cdot n_{přsk1} = \frac{0,375}{1000} \cdot 1083,3 = 0,406 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (5.4)$$

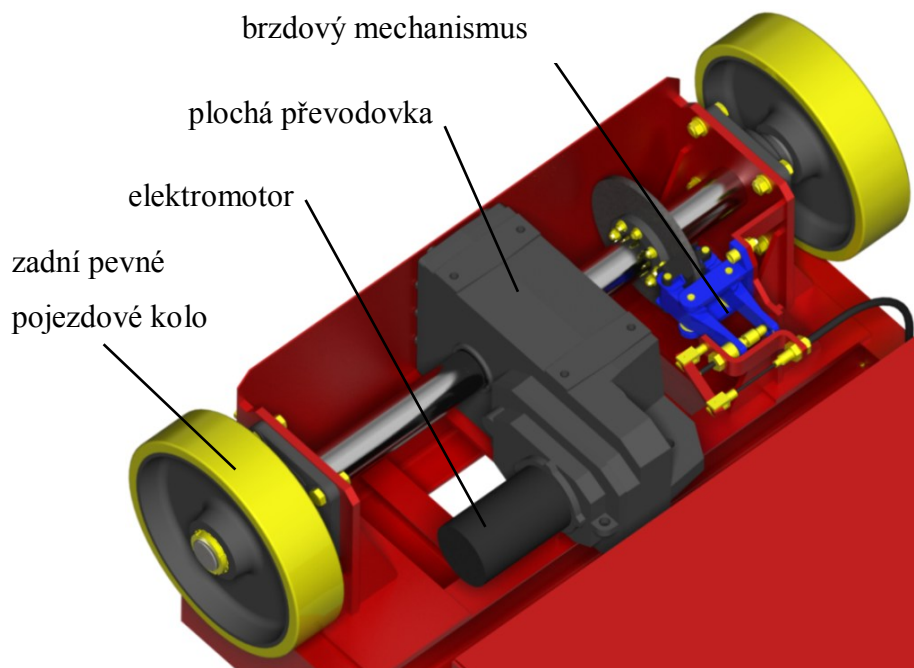
Doba zvedání plošiny

Vychází z rychlosti zvedání pohybového šroubu, která je $v_{\xi SK} = 0,406 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ a z délky L_H , která je popsána v kapitole 6.2. Tato délka představuje proměnlivou vzdálenost mezi čepy, závisí na výšce zvedání plošiny (tj. na úhlu naklopení). Tento úhel se pohybuje v rozmezí od $\alpha_{min} = 7,5^\circ$ až do $\alpha_{max} = 42^\circ$. Délka L_H se pohybuje v rozmezí $L_H = (1151,9 \div 1536,7) \text{ mm}$, viz příloha B, tab. B.1.

$$t_z = \frac{L_{Hmax} - L_{Hmin}}{v_{\xi SK}} \cdot 60 = \frac{1,5367 - 1,1519}{0,406} \cdot 60 \doteq 57 \text{ s} \quad (5.5)$$

5.2 Volba pohonu pohánějící zvedací plošinu

Elektromotor a převodovka jsou umístěny dle obr 5.8. Elektromotor je zvolen od firmy BOSH a převodovka od firmy RAVEO.



Obr. 5.8 – Elektromotor a převodovka pohánějící plošinu

5.2.1 Volba elektromotoru a ploché převodovky

Jízdní odpory jsou síly, které působí proti pohybu zvedací plošiny. Při zrychlování musí vozidlo překonávat odpor zrychlení a při jízdě do svahu ještě i odpor stoupání.

Síla odporu valení:

$$F_f = m_c \cdot g \cdot \cos \alpha_s \cdot \xi = 2839 \cdot 9,81 \cdot \cos 8^\circ \cdot 0,02 = 551,6 \text{ N} \quad (5.6)$$

m_c – celková hmotnost zvedací plošiny, $m_c = 2839 \text{ kg}$ dle sestavného výkresu

BUR313

α_S – max. úhel stoupání vozovky, volím $\alpha_S = 8^\circ$

ξ – součinitel odporu valení, pro suchý beton $\xi = 0,008 - 0,02$, volím $\xi = 0,02$,
dle [3]

Síla odporu stoupání:

$$F_{SO} = m_C \cdot g \cdot \sin \alpha_S = 2839 \cdot 9,81 \cdot \sin 8 = 3\,876,1 \text{ N} \quad (5.7)$$

Hnací síla

$$F_H = F_f + F_{SO} = 551,6 + 3876,1 = 4\,427,7 \text{ N} \quad (5.8)$$

Výkon potřebný pro jízdu do kopce

$$P_{EL2} = \frac{v \cdot F_H}{\eta_{PR} \cdot \eta_L} = \frac{0,2 \cdot 4\,427,7}{0,89 \cdot 0,9} = 1105,5 \text{ W} \quad (5.9)$$

Byl zvolen stejnosměrný elektromotor **F 000 MM0 616** od firmy **BOSH**, zobrazený na obr. 5.9, který má parametry dle tab. 5.5. Pohon je regulovaný co do rozběhu. [7]



Obr. 5.9 – Elektromotor F 000 MM0 616 od firmy BOSH [7]

Tab. 5.5 - Parametry elektromotoru F 000 MM0 616 od firmy BOSH [7]

Výkon [kW]	Napětí [V=]	Proud [A]	Otáčky $n_{EL2} [\text{min}^{-1}]$	Smysl otáčení	Hmotnost [kg]	Rozměry [mm]
1,2	12	195	2 100	obousměrný	7	Ø 114 x 178

Návrh pojezdu zvedací plošiny

Podle zadání má být maximální rychlost pojezdu $v = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Poloměr pojezdového kola je $R_{KZ} = 0,2 \text{ m}$, který je odměřený ze sestavného výkresu BUR313.

Úhlová rychlost pojezdového kola:

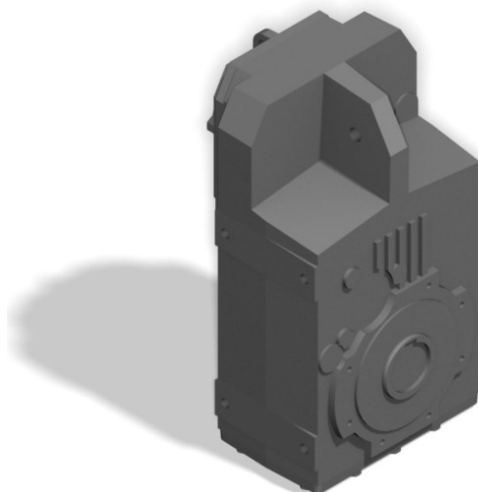
$$\omega_K = \frac{v}{R_{KZ}} = \frac{0,2}{0,2} = 1 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.10)$$

Maximální otáčky pojezdového kola:

$$\omega_K = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_K}{60} \quad (5.11)$$

$$\Rightarrow n_K = \frac{60 \cdot \omega_K}{2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 1}{2 \cdot \pi} = 9,55 \text{ min}^{-1} \quad (5.12)$$

Byla zvolena plochá převodovka, viz obr. 5.10, typu **F 60 3 H70 235,8 S2 H1** od firmy **RAVEO**. Tato převodovka má parametry dle tabulky 5.6. [12]



Obr. 5.10 - Plová převodovka od firmy RAVEO [12]

Tab. 5.6 - Parametry převodovky **F 60 3 H70 235,8 S2 H1** od firmy **RAVEO** [12]

Maximální přenositelný výkon [kW]	Převodový poměr $i_{př2}$	Výstupní hřídel	Hmotnost [kg]	Účinnost $\eta_{př}$ [%]
2,1	235,8	Oboustranný Ø 70 mm	55	89

Předpisy týkajících se rychlostí jízdy

Podle ČSN EN 280+A2 (kap. 5. 3. 18, str. 26) nesmí nejvyšší rychlost mobilních pracovních zdvihacích plošin ovládaných pěší obsluhou, v přepravní poloze plošiny, překročit rychlost $1,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Maximální rychlost pojezdu je $0,186 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, viz kap. 5.2.2, zařízení může být ovládané pěší obsluhou. [18]

5.2.2 Skutečná rychlost pojezdu

Výstupní otáčky z převodovky:

$$n_{přsk2} = \frac{n_{EL2}}{i_{př2}} = \frac{2100}{235,8} = 8,91 \text{ min}^{-1} < n_K = 9,55 \text{ min}^{-1} \quad (5.13)$$

Skutečná rychlost pojezdu:

$$\omega_{KSK} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{přsk2}}{60} \quad (5.14)$$

$$v_{SK} = R_K \cdot \omega_{KSK} = R_K \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{přsk2}}{60} = 0,2 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 8,91}{60} = 0,186 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.15)$$

5.3 Brzdový mechanismus

Mobilní zvedací plošiny s vlastním pohonem musí být dle ČSN EN 280+A2 (kap. 5.3.12, str. 25) vybaveny brzdou. Zařízení obsahuje brzdu, která slouží k udržení zařízení v klidu. Tato brzda se používá pro zastavení zařízení, za předpokladu vypnutého motoru, tento motor se vypíná elektronicky. Nebo při zastavení zařízení, aby nebylo možné samovolné poježdění zvedací plošiny. [18]

Moment, který je potřeba zabrzdít

$$M_{KB} = F_B \cdot \frac{D_{KZ}}{2} \cdot k_D = 528,1 \cdot \frac{0,4}{2} \cdot 1,5 = 158,4 \text{ Nm} \quad (5.16)$$

Setrvačná síla

$$F_B = m_C \cdot |a_B| = 2839 \cdot 0,186 = 528,1 \text{ N} \quad (5.17)$$

m_C – hmotnost celé plošiny, $m_C = 2839 \text{ kg}$ dle sestavného výkresu BUR313

Zpomalení

Zvedací plošina má zastavit za dobu $t_B = 1 \text{ s}$, na konci zastavení bude rychlost 0.

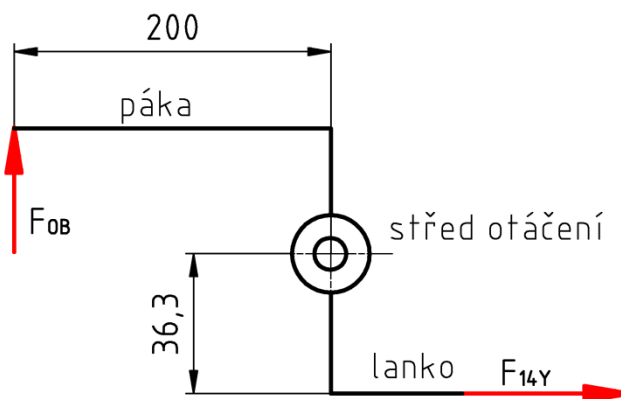
$$0 = v_{SK} + a_B \cdot t_B \Rightarrow a_B = -\frac{v_{SK}}{t_B} = -\frac{0,186}{1} = -0,186 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (5.18)$$

Výpočet síly působící v lanku brzdy, dle obr. 5.11

Tažná síla ruky, která bude ovládat ruční páku, se předpokládá $F_{OB} = 100 \text{ N}$.

$$F_{OB} \cdot 200 = F_{OL} \cdot 36,3 \Rightarrow F_{OL} = F_{OB} \cdot \frac{200}{36,3} = 550,9 \text{ N} \quad (5.19)$$

F_{OL} – síla v lanku brzdy vyvozená pákou



Obr. 5.11 – Působení síly v lanku brzdy

Byla zvolena brzda **DV 020 MKM - 730 R - 12** od firmy **SIAM RINGSPANN**, viz obr. 5.12. Tato brzda je uzpůsobená pro ruční ovládání (zabrzdění nebo odbrzdění), viz obr. 5.13. Páka obsahuje západkový mechanismus, díky kterému se brzda sama neuvolní. Brzda obsahuje kabel s lankem pro možnost ovládání brzdy i z patřičné vzdálenosti než je přímo umístěné zařízení brzdy. [14]

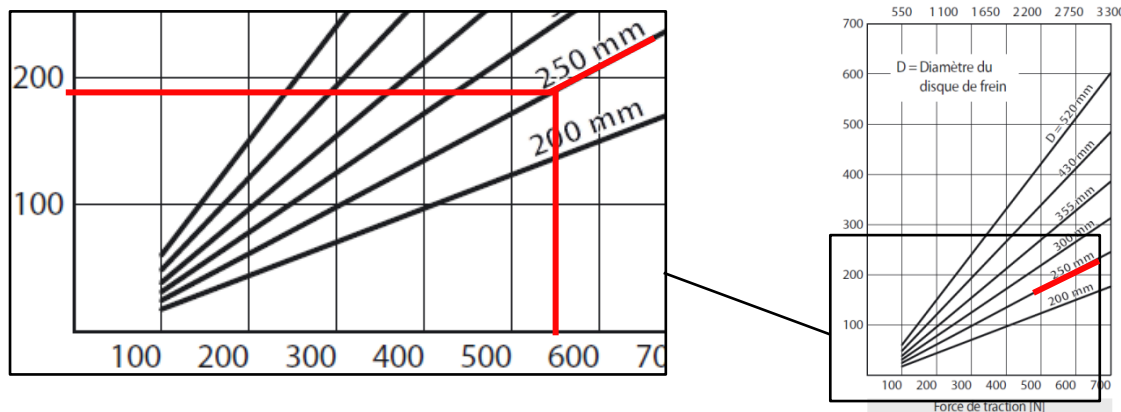


Obr. 5.12 – Brzda DV 020 MKM [14]



Obr. 5.13 – Pákové ovládání brzdy

Z technických údajů brzdy, které jsou zobrazeny na obr. 5.14 je zřejmé, že pro sílu v lanku $F_{OL} = 550,9 \text{ N}$ (Force de traction) a pro průměr kotouče 250 mm bude brzdný moment přibližně 190 Nm. Tento moment je větší, než moment, který je potřeba zabrzdit $M_{KB} = 158,4 \text{ Nm}$. **Brzda vyhovuje.** [14]

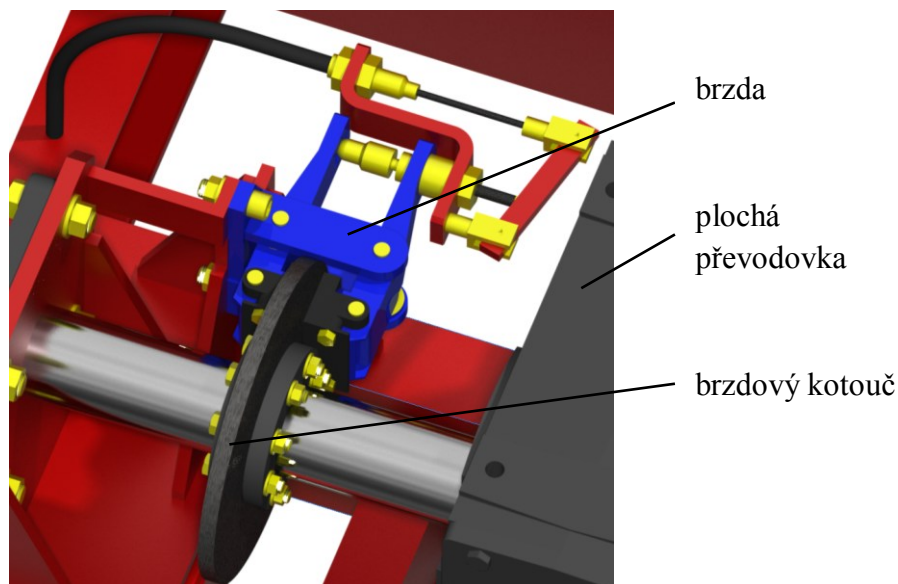


Obr. 5.14 – Technické údaje brzdy DV 020 MKM [14]

Volba kotouče

Byl zvolen kotouč **F 250 /12,5** od firmy **SIAM RINGSPANN**. Tloušťka 12,5 mm, vnější průměr 250 mm, vnitřní průměr 80 mm.

Upevnění a umístění kotoučové brzdy a kotouče u mobilní vícenůžkové plošiny je znázorněno na obr. 5.15. Pojištění axiálního posunutí kotouče je pomocí stavěcího šroubu. Přenos točivého momentu je prostřednictvím pera. [14]

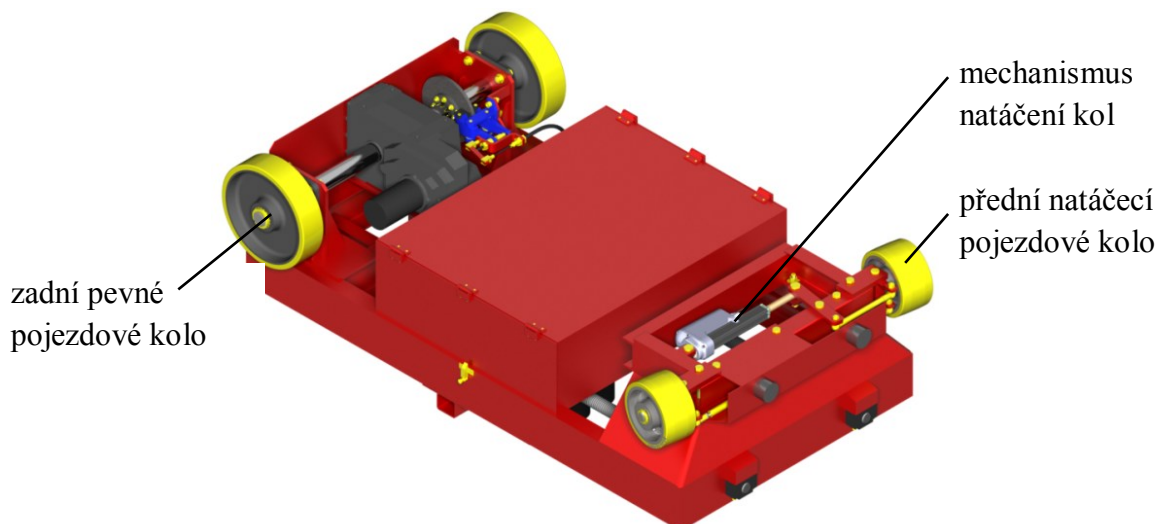


Obr. 5.15 – Upevnění kotoučové brzdy a kotouče

5.4 Návrh pojzdových kol

Zařízení obsahuje čtyři pojzdová kola, jak je vidět na obr. 5.16. Dvě vepředu, která jsou natáčecí a umožňují plošině libovolné změny polohy. A dvě vzadu, díky kterým je celé plošina poháněná. Pojzdová kola jsou volena z normalizovaných řad firmy Blicke.

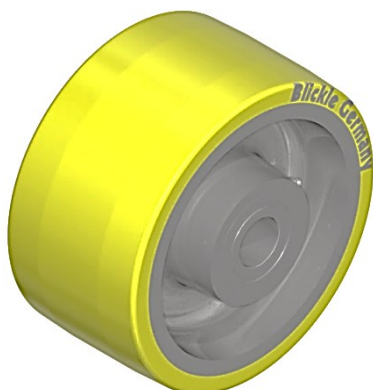
Při této volbě se vychází z celkové hmotnosti plošiny. Kolo musí mít dostatečný průměr a šířku, aby byla zajištěna stabilita plošiny.



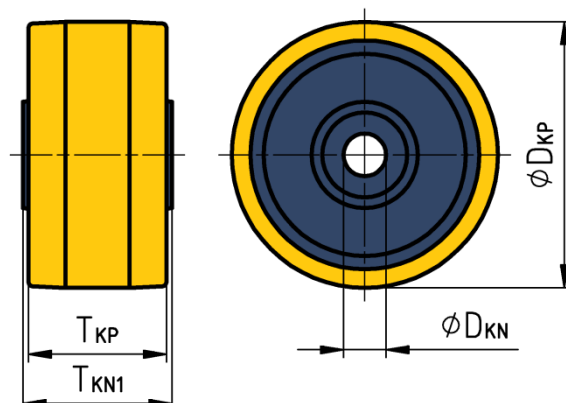
Obr. 5.16 – Umístění pojzdových kol u podvozku

V praxi bude hmotnost celé plošiny rozdělena mezi všechny 4 kola. Pro volbu kola uvažují nejhorší možnou variantu zatížení a to, že celková hmotnost plošiny $m_c = 2839 \text{ kg}$, bude působit pouze na přední nebo na zadní pojzdová kola.

Byly zvoleny dvě pojzdová přední kola **GTH 254/40K**, viz obr 5.17, od firmy Blickle, která mají velikostní parametry dle tabulky 5.7 a obr 5.18. Tyto kola jsou vysoce odolná proti proříznutí, mají tichý chod a jsou bezstopé (z polyuretanu Blickle Extrathane). [6]



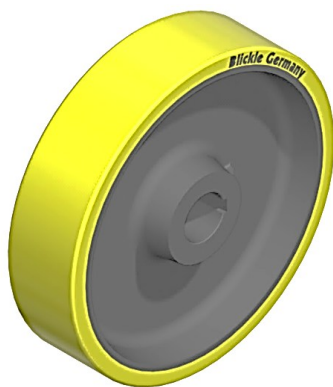
Obr. 5.17 – Pojzdové přední kolo
GTH 254/40K [6]



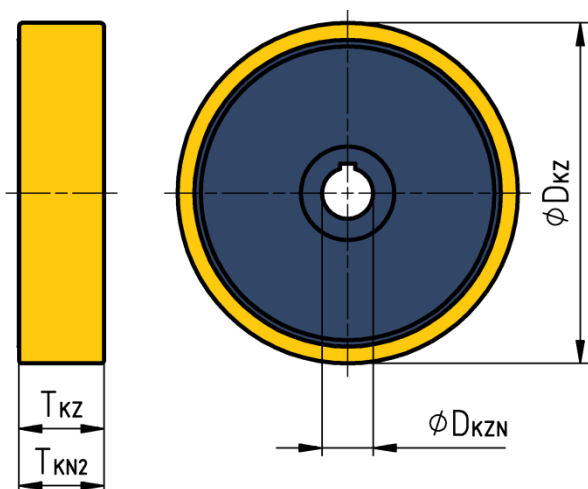
Obr. 5.18 – Velikosti pojzdového předního
kola GTH 254/40 K

Tab. 5.7 – Parametry pojzdového kola GTH 254/40K [6]

Objednací číslo	Průměr kola D_{KP} [mm]	Šířka kola T_{KP} [mm]	Průměr náboje D_{KN} [mm]	Šířka náboje T_{KN1} [mm]	Nosnost [kg]	Typ ložiska	Teplotní odolnost [°C]
GTH 254/40K	250	130	40	140	2700	kuličkové ložisko	-20 až 90



Obr. 5.19 – Pojzdové zadní kolo
GTHN 404/60H7 [5]



Obr. 5.20 – Velikosti pojzdového zadního kola
GTHN 404/60H7

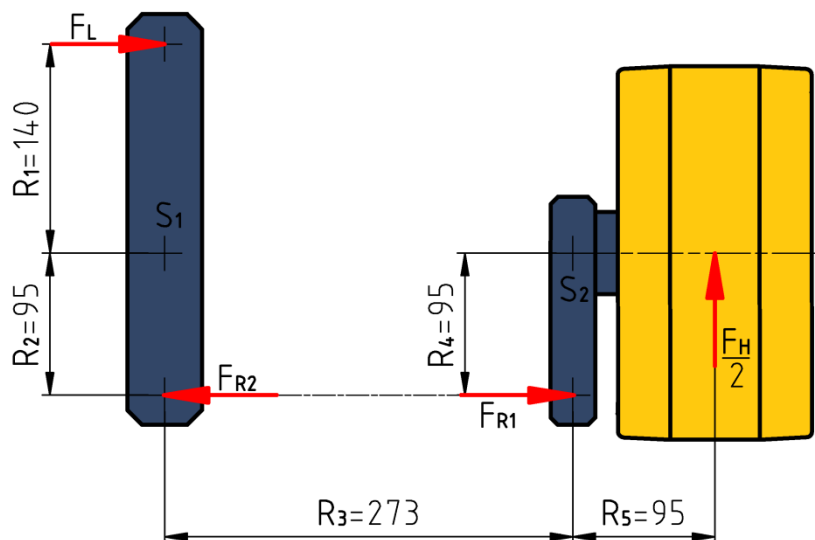
Byly zvoleny dvě pojezdová zadní kola **GTHN 404/40H7**, viz obr 5.19 od firmy Blickle, které mají velikostní parametry dle tabulky 5.8 a obr. 5.20. Tyto kola jsou vysoce odolné proti proříznutí, mají tichý chod a jsou bezestopé (z polyuretanu Blickle Extrathane). [5]

Tab. 5.8 – Parametry pojezdového kola GTHN 404/60H7 [5]

Objednací číslo	Průměr kola D_{KZ} [mm]	Šířka kola T_{KZ} [mm]	Průměr náboje D_{KZN} [mm]	Šířka náboje T_{KN2} [mm]	Nosnost [kg]	Typ ložiska	Teplotní odolnost [°C]
GTHN 404/60H7	400	100	60 H7	100	2900	kuličkové ložisko	-20 až 90

5.5 Mechanismus natáčení kol

Zařízení obsahuje dvě pojezdová kola GTH 254/40K, která jsou natáčecí a umožňují plošně libovolné změny polohy. Natáčení kol je zajištěno lineárním pohonem. Na obr. 5.21 je znázorněno působení sil na ovládací mechanismus, který natáčí pojezdová kola, s příslušnými rozměry. Natáčení kol se pohybuje v rozmezí od -35° do 35° .



Obr. 5.21 - Působení sil na ovládací mechanismus kol s rozměry

Výpočet potřebné síly F_L , která je potřebná pro natočení kol, bude proveden podle obrázku 5.21. A to za podmínky statické rovnováhy.

Moment ke středu otáčení S_2 , pravá strana obrázku

$$\frac{F_H}{2} \cdot R_5 = F_{R1} \cdot R_4 \quad (5.20)$$

$$\Rightarrow F_{R1} = \frac{F_H}{2} \cdot \frac{R_5}{R_4} = \frac{4\,427,6}{2} \cdot \frac{95}{95} = 2\,213,8 \text{ N} \quad (5.21)$$

F_H - hnací síla zahrnující sílu odporu valení a sílu odporu stoupání vozovky, rovnoměrné rozložení váhy zařízení, přední náprava nese poloviční zatížení, proto síla F_H bude poloviční, viz kap. 5.2.1, $F_H = 4\,427,6\text{ N}$

Vztah mezi silami F_{R2} a F_{R1} , které působí v táhle (spojovací tyč):

$$F_{R2} = F_{R1} = 2\,213,8\text{ N} \quad (5.22)$$

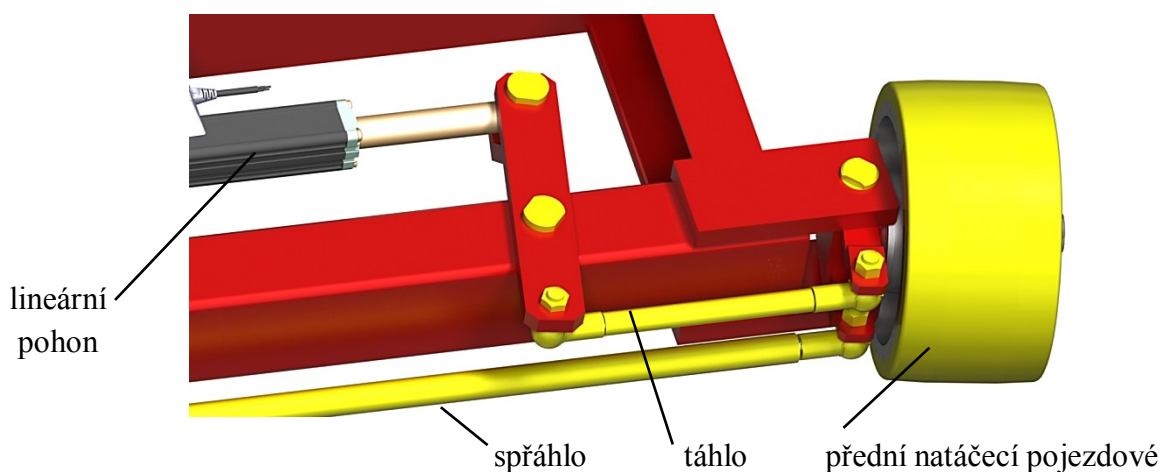
K levé části obrázku, moment ke středu otáčení S_1 , při působení síly F_L

$$F_L \cdot R_1 + F_{R2} \cdot R_2 = 0 \quad (5.23)$$

$$\Rightarrow F_L = \frac{-F_{R2} \cdot R_2}{R_1} = \frac{-2\,213,8 \cdot 95}{140} \doteq -1502,2\text{ N} \quad (5.24)$$

Výpočet závislosti úhlu natočení kol na vysunutí lineárního pohonu

Byl proveden výpočet pouze pro maximální natočení kol. Při tomto natočení je velikost vysunutí lineárního pohonu L_{LP} . První kolo je k otočnému zařízení, které ovládá lineární pohon, spojeno pomocí táhla, znázorněno na obr. 5.22. Druhé kolo je spojené pomocí spráhla k prvnímu kolu, které zajišťuje stejné natočení obou kol.



Obr. 5.22 – Mechanismus natáčení kol, spráhlo, táhlo

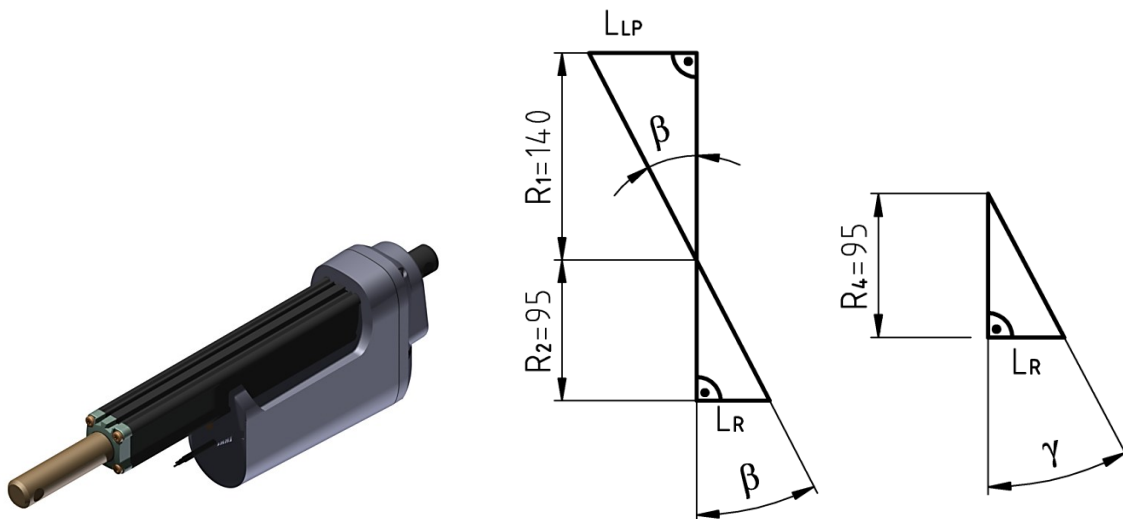
Výpočet vychází z obr 5.23 a z vysunutí od lineárního pohonu L_{LP}

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{L_R}{R_4} \Rightarrow L_R = R_4 \cdot \operatorname{tg} \gamma = 95 \cdot \operatorname{tg} 35 = 66,52\text{ mm} \quad (5.27)$$

γ - maximální úhel natočení kol, který je $\gamma = 35^\circ$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{L_R}{R_2} = \frac{66,52}{95} = 0,70021 \quad (5.26)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{L_{LP}}{R_1} \Rightarrow L_{LP} = R_1 \cdot \operatorname{tg} \beta = 140 \cdot 0,70021 = 98,03\text{ mm} \quad (5.25)$$



Obr. 5.24 – Lineární pohon LA365A [10] Obr. 5.23 - Závislost vysunutí lineárního pohonu na natočení kol

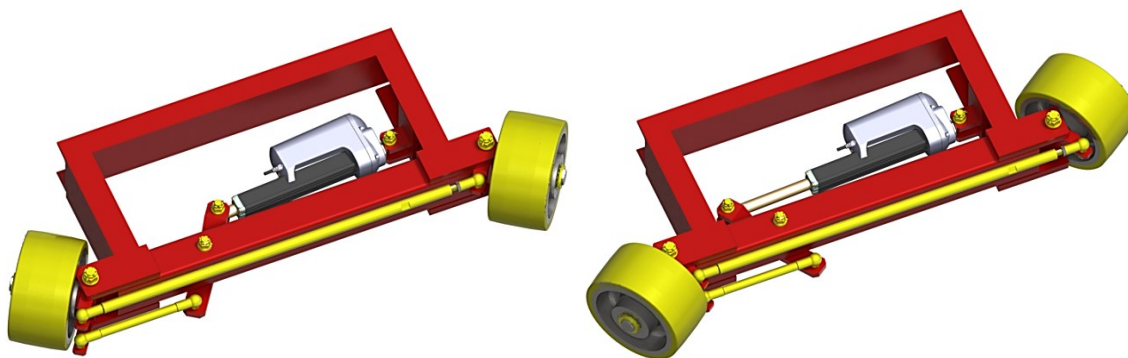
Volba lineárního pohonu

Velikost vysunutí lineárního pohonu při maximálním natočení je $L_{LP} = 98,03 \text{ mm}$, toto platí pro jednostranné natočení. Pro oboustranné natočení bude tato velikost $2 \cdot L_{LP} = 196,06 \text{ mm}$. Z této velikosti a ze síly $|F_L| = 1502,2 \text{ N}$ byl zvolen lineární pohon **LA365A0000250A25** od firmy **LINAK**, viz obr. 5.24. Tyto pohony jsou bezúdržbové a mají dlouhou životnost. Tento pohon má parametry dle tab. 5.9. [10]

Tab. 5.9 – Parametry lineárního pohonu LA365A0000250A25 [10]

Tažná síla [N]	Rychlost posuvu [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$]	Maximální zdvih [mm]	Napětí [V]
1 700	52	250	12

Minimální a maximální úhel natočení kol, který se pohybuje v rozmezí od -35° do 35° je znázorněný na obr. 5.25.



Obr. 5.25 – Minimální a maximální úhel natočení pojzdových kol

5.6 Volba baterie

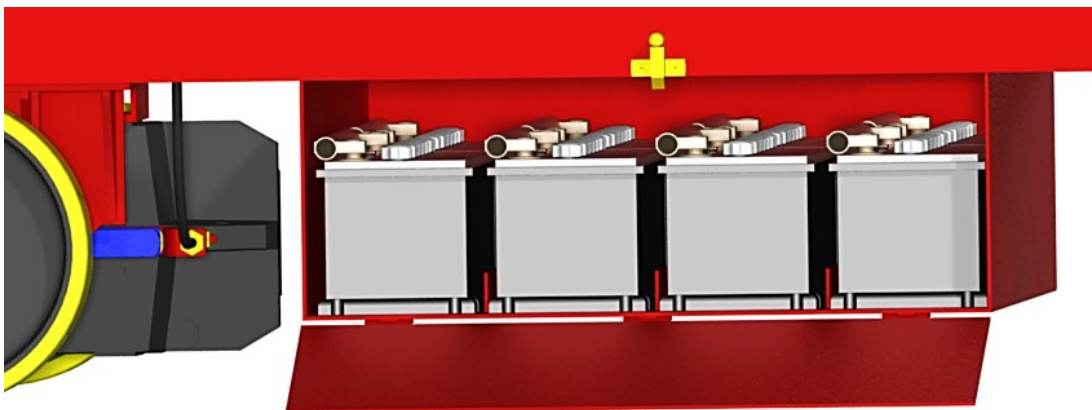
Zařízení bude obsahovat 2 elektromotory F 000 MM0 003 k pohonu zvedacího zařízení nůžkové konstrukce a jeden elektromotor F 000 MM0 616 k pohonu celého zařízení. Dále bude obsahovat lineární pohon LA365A0000250A25.

Elektromotory pohánějící zvedací zařízení jsou na 24 V, zařízení obsahuje 2 elektromotory ($2 \times 24 = 48\text{V}$). Elektromotor pohánějící celé zařízení je na 12 V. Lineární pohon je na 12 V. Bylo zvoleno 8 baterií VARTA PROMOTIVE BLUE K10. Tyto baterie jsou bezúdržbové, bezpečné, mají velmi dlouhou životnost a malé samovolné vybíjení. Parametry baterie jsou v tabulce 5.10. [15]

Tab. 5.10 – Parametry baterie Varta Promotive blue K10 [15]

Typ baterie	Napětí [V]	Kapacita [Ah]
VARTA PROMOTIVE BLUE K10	12	140

Umístění baterií v podvozku u mobilní vícenůžkové zvedací plošiny je zobrazeno na obr. 5.26. Tyto baterie jsou proti vypadnutí zajištěny krytem. Kryt je na obou stranách plošiny. Pojistka krytu zajišťuje, aby nebylo možné samovolné otevření. Neustálý tlak pružiny nutí pojistku, aby byla ustavičně vysunuta.

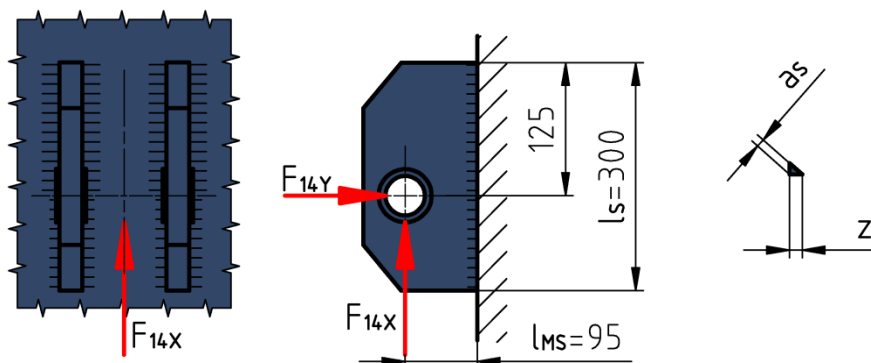


Obr. 5.26 – Umístění baterií u mobilní vícenůžkové zvedací plošiny

5.7 Statická kontrola svaru u konzoly

Byl proveden výpočet nejvíce zatěžované konzoly. Konzola je zatížena silou F_{14Y} a F_{14X} , jak je znázorněno na obr. 5.27. Síla F_{14X} zapříčiní ve svaru současné působení ohybového a smykového napětí. F_{14Y} zatěžuje svaru tlakově. Velikost svaru byla zvolena $a_s = 3\text{mm}$. Materiál konzoly je z oceli 11 373.0, který má mez kluzu $Re = 186\text{ MPa}$. Pro výpočet redukovaného momentu je nutné určení převodních součinitelů k_3 a k_4 . Podle

ČSN 05 1020 je $k_3 = 0,75$ a $k_4 = 0,65$. Toto platí pro ruční svařování elektrickým obloukem o stejné pevnosti jako je základní materiál svařovaných součástí. [1]



Obr. 5.27 – Působení sil na konzolu

Od ohybového momentu:

$$\tau_{\perp} = \frac{F_{14X} \cdot l_{MS}}{\frac{a_S \cdot l_S^2}{6} \cdot 4} = \frac{F_{14X} \cdot l_{MS} \cdot 3}{a_S \cdot l_S^2 \cdot 2} = \frac{84\,313 \cdot 95 \cdot 3}{3 \cdot 300^2 \cdot 2} = 44,5 \text{ MPa} \quad (5.29)$$

Od posouvající síly

$$\tau_{\parallel 3} = \frac{F_{14X}}{S_{SV}} = \frac{F_{14X}}{4 \cdot a_S \cdot l_S} = \frac{84\,313}{4 \cdot 3 \cdot 300} = 23,4 \text{ MPa} \quad (5.30)$$

Výsledné redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel 3}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{44,5}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{23,4}{0,65}\right)^2} = 69,4 \text{ MPa} \quad (5.31)$$

Součinitel tloušťky koutového svaru

$$\beta_{SV} = 1,3 - 0,03 \cdot z = 1,3 - 0,03 \cdot 1,4 \cdot a_S = 1,3 - 0,03 \cdot 1,4 \cdot 3 = 1,174 \quad (5.31)$$

$$z = 1,4 \cdot a_S \quad (5.32)$$

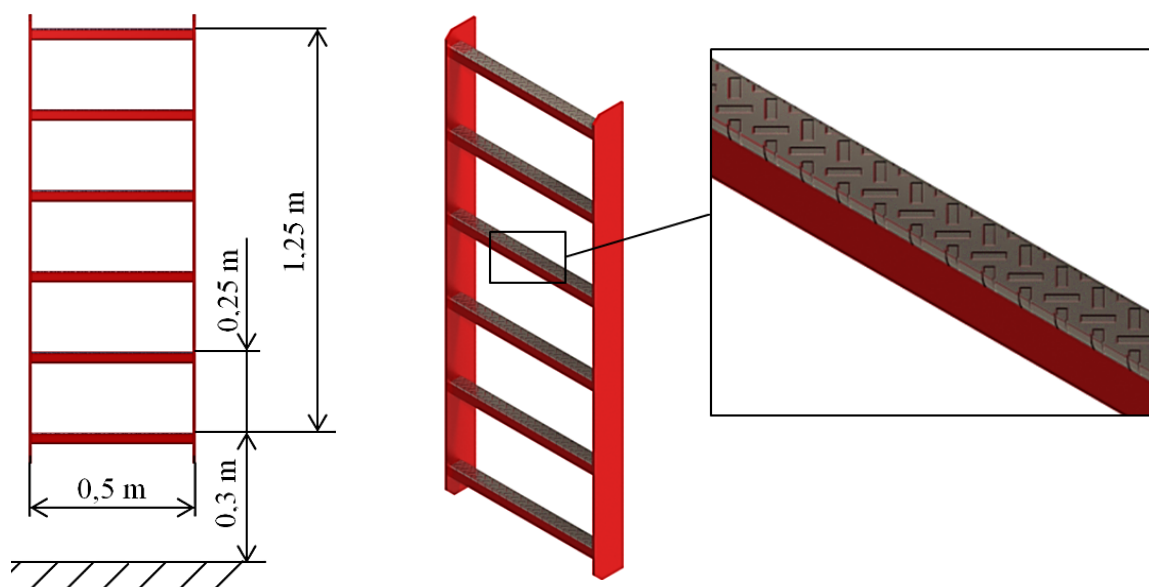
Kontrola

$$\sigma_{red} \leq \beta_{SV} \cdot \frac{Re}{k_S} = 1,174 \cdot \frac{186}{1,5} = 145,6 \text{ MPa} \quad (5.33)$$

$69,4 \text{ MPa} < 145,6 \text{ MPa} \Rightarrow$ kontrola svaru vyhovuje

5.8 Přístupový žebřík

Norma ČSN EN 280+A2 vymezuje vzdálenost mezi podlahou pracovní plošiny a úrovní přístupu (zemí) 0,4 m. Pokud je tato vzdálenost větší, potom musí být mobilní vícenůžková zvedací plošina vybavena přístupovým žebříkem. Pracovní plošina se touto normou řídí. Vzdálenost mezi podlahou a úrovní přístupu na žebřík je 0,3 m, možnost vidět na obr. 5.28. Norma uvádí odstup příček, stupňů mezi sebou a to nejvýše 0,3 m, které musí být rozmístěny ve stejných odstupech. Každý stupeň musí být min. 0,3 m široký a min. 25 mm hluboký v provedení protiskluzném, jak je znázorněno na obrázku 5.31. Navržená pracovní plošina splňuje hranice pro dané vzdálenosti. Pro odstup 0,25 m, šířku 0,5 m a hloubku 30 mm a to v protiskluzném provedení, jak je znázorněno na obr. 5.28,5.29. [18]



Obr. 5.28 – Rozměry přístupového žebříku Obr. 5.29 – protiskluzné provedení příček žebříku

Opěrná zařízení

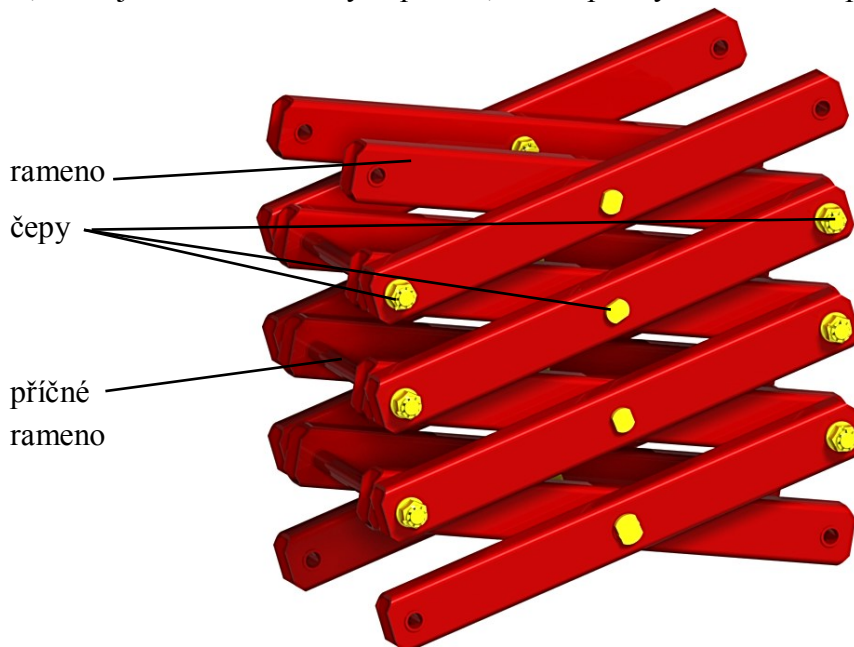
Slouží k vyrovnání nerovnosti podlahy vůči podvozku mobilní vícenůžkové plošiny. Opěrná zařízení (výsuvné zařízení) dle ČSN EN 280+A2 (kap. 5.3.9, str. 25) se nepoužívají u pracovních plošin, jejichž výška podlahy pracovní plošiny vůči podložce nepřekročí 5 metrů. Tato plošina je konstruována pro použití do maximálně 5 metrů, opěrné zařízení nebude použito. [18]

Vliv větru

Vliv zatížení větrem dle ČSN EN 280+A2 (kap. 5.2.3.3., str. 16) se počítá pouze u plošin, které se používají na volném prostranství. Tato mobilní vícenůžková plošina bude sloužit pro zvedání osob v interiéru, zatížení větrem nebude uvažováno. [18]

6 NÁVRH NŮŽKOVÉ KONSTRUKCE

Vícenůžková konstrukce, zobrazena na obr. 6.1, má umístěné čtyři stejné mechanismy nad sebou, jejich vzájemné uchycení je pomocí čepů. Každý mechanismus je tvořen ze čtyř ramen, která jsou z obdélníkových profilů, dále z příčných ramen a čepů.

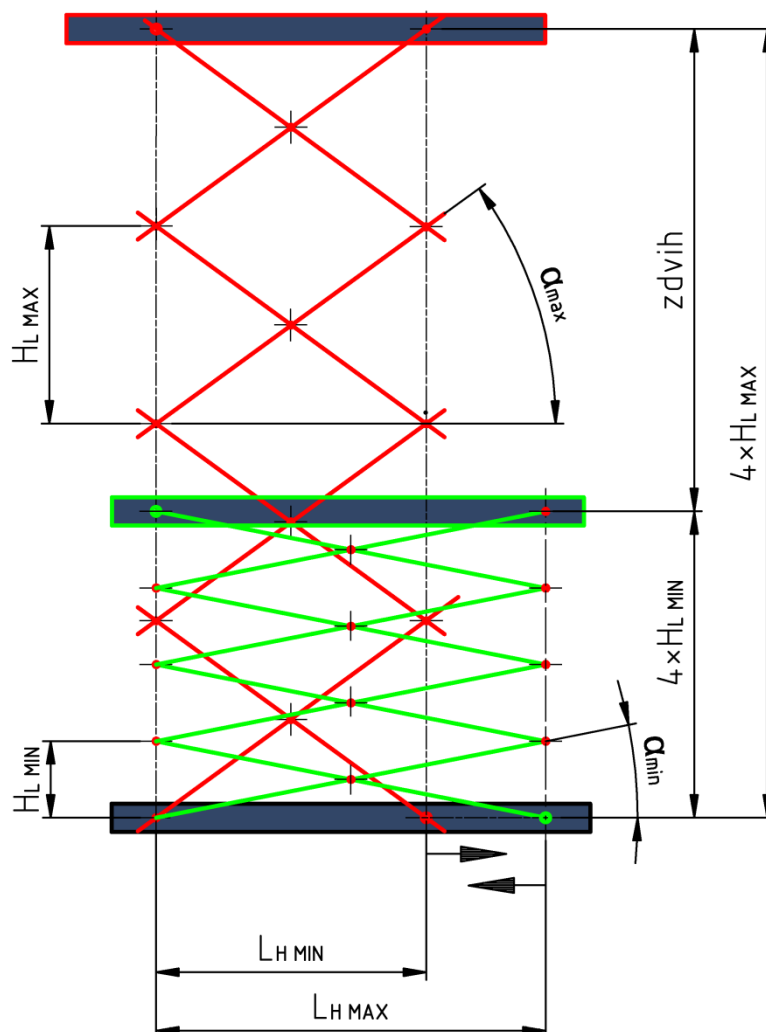


Obr. 6.1 – Nůžková konstrukce

Jednotlivá ramena jsou spojena čepy a to na začátku, uprostřed a na konci ramen. Na začátku a na konci ramen jsou umístěna dvě příčná ramena, která vymezují vzájemnou polohu mechanismu. Ramena jsou upevněna ve spodním rámu i v pracovní plošině pomocí pojezdových kladek, které jsou v drážce. Drážka umožňuje pouze horizontální posunutí nůžkové konstrukce. Tato drážka zajišťuje stabilitu plošiny. Na druhé straně proti pojezdovým kladkám je (jak u rámu, tak i u pracovní plošiny) nůžková konstrukce upevněna pomocí čepů. Třecí kroužek mezi rameny, který se nachází u čepů, je plastový. Šrouby se budou dotahovat ručně.

6.1 Určení počtu nůžek u nůžkové konstrukce

Pro zdvih do požadované výšky je nutné mít určitý počet nůžek. Neexistuje obecný předpis, který by určil počet nůžek v závislosti na dopravní výšce a délce zvedací plošiny. Minimální rozměry pracovní plošiny mají být 2200 x 1000 mm, skutečné rozměry jsou 2200 x 1100 mm. Podle zkušeností, typu konstrukce, zvedání a spouštění používá firma EUROLIFT podobnou konstrukci jakou potřebuji. Doporučuje mít pro: dopravní zdvih 3 metry a pro délku zvedací plošiny 2,2 metrů, třínůžkovou nebo čtyřnůžkovou konstrukci. Pro mé konstrukční řešení se více hodí čtyřnůžková konstrukce. Z důvodů délky ramen, která by byla více zatěžována. Proto volím čtyřnůžkovou konstrukci. [8]



Obr. 6.2 – Minimálním a maximálním zdvih plošiny

6.2 Úhel naklopení

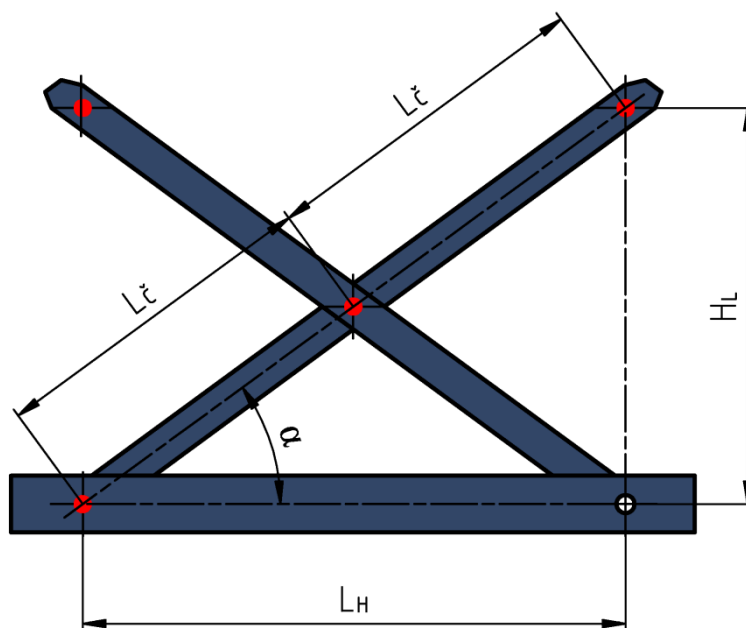
Plošina se zvedá do maximální výšky 4 965 mm. Matice pohybového šroubu jsou spojeny se zvedacím zařízením nůžkové konstrukce a tím dochází ke zvednutí pracovní plošiny. Pro výpočet je použit úhel naklopení ramen α . Tento úhel se pohybuje od rozmezí $\alpha_{min} = 7,5^\circ$ až do $\alpha_{max} = 42^\circ$, jak je vidět na obr 6.2.

Výpočet mechanismu je proveden dle obr. 6.3. Výsledky číselného výpočtu jsou uvedeny v příloze B, kde pro úhel naklopení α jsou jednotlivé výsledky působících sil na celou nůžkovou konstrukci.

Délka L_H je proměnlivá vzdálenost mezi body, závisí na výšce zvedání plošiny, tj. na úhlu naklopení. $L_{\check{c}}$ je vzdálenost mezi jednotlivými čepy, odměřeno ze sestavného výkresu BUR313. Výška zvednutí pro úhel naklopení je H_L .

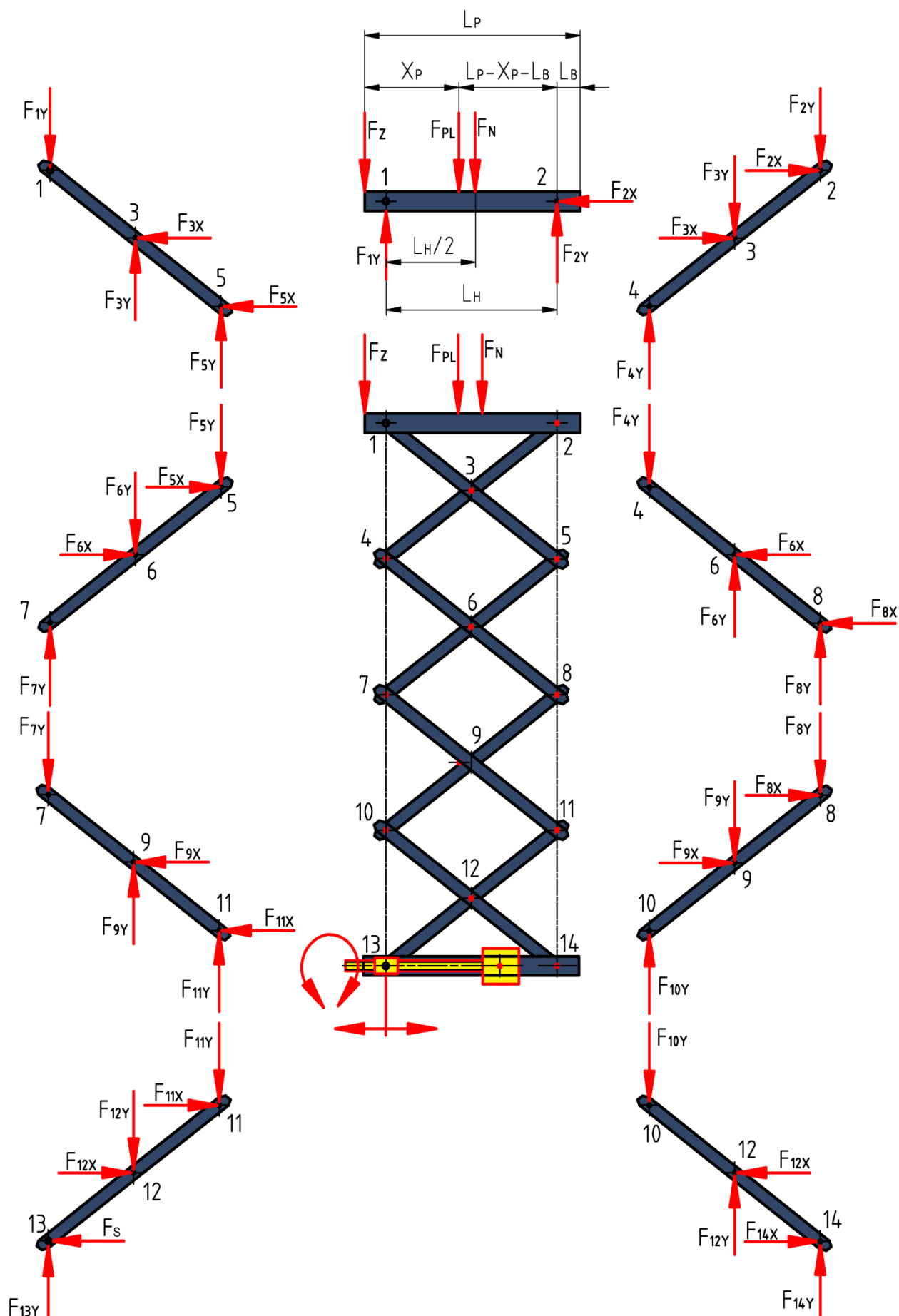
$$\cos \alpha = \frac{L_H}{2 \cdot L_{\check{c}}} \Rightarrow L_H = 2 \cdot L_{\check{c}} \cdot \cos \alpha \quad (6.1)$$

$$\sin \alpha = \frac{H_L}{2 \cdot L_{\check{c}}} \Rightarrow H_L = 2 \cdot L_{\check{c}} \cdot \sin \alpha \quad (6.2)$$

*Obr. 6.3 – Obecný zdvih (poloha)*

6.3 Výpočet jednotlivých reakcí v ramenech nůžkové konstrukce

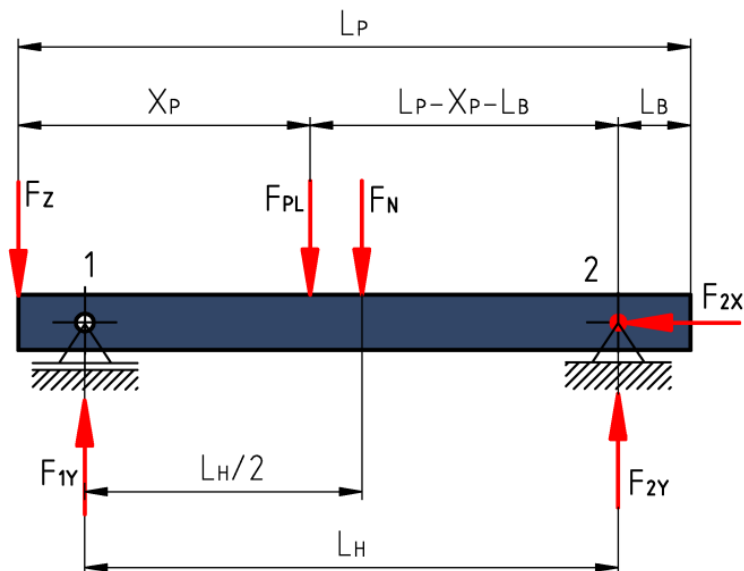
Byl proveden statický výpočet nůžkové konstrukce. Při výpočtu byla použita metoda uvolňování jednotlivých těles z celé nůžkové konstrukce, viz obr. 6.4. Tato metoda se zakládá na principu vyjmutí jednoho tělesa z celé nůžkové konstrukce, zavedení příslušných reakcí, působících na toto těleso a sestavení podmínek rovnováhy. Zatížení na plošinu i na jednotlivé uzly (1,2) jsou zobrazeny na obr. 6.5. Celková výška od země až po podlahu pracovní plošiny je H_{CEL} . Číselné hodnoty pro jednotlivé úhly zdvihu jsou uvedeny v příloze B.



Obr. 6.4 – Působení jednotlivých sil v uzlech ramen vícenůžkové zvedací plošiny

6.3.1 Působení zatížení pracovní plošiny na ramena, znázorněno na obr. 6.5.

Nejpříznivější možnost zatížení plošiny F_Z je, když bude uprostřed. S touto variantou nemohu počítat, protože v praxi nastane jen výjimečně. Musím uvažovat s nejhorší možnou variantou zatížení F_Z a to, že bude na kraji plošiny. Podpora „1“ představuje pojezdová kola, které se pohybují horizontálně (vzhledem k plošině), proto se jedná o posuvnou podporu. Podpora „2“ zastupuje kyvné čepy, které se pohybují pouze kolem své osy.



Obr. 6.5 – Nejhorší možné zatížení plošiny

Nosnost pracovní plošiny se započítáním bezpečnosti

$$F_Z = m_Z \cdot k_S \cdot g = 200 \cdot 1,5 \cdot 9,81 = 2\,943 \text{ N} \quad (6.3)$$

m_Z – nosnost pracovní plošiny, $m_Z = 200 \text{ kg}$

k_S – součinitel bezpečnosti, $k_S = 1,5$ dle ČSN EN 280+A2 (kap 6.1.4.3, str. 46 a kap. 5.4.1.5, str. 29) považována za dostatečnou míru bezpečnosti. [18]

Zatížení plošiny od vlastní hmotnosti

$$F_{PL} = \frac{m_{PL} \cdot g}{2} = \frac{297 \cdot 9,81}{2} = 1456,8 \text{ N} \quad (6.4)$$

m_{PL} – hmotnost plošiny, viz sestavní výkres BUR313 $m_{PL} = 297 \text{ kg}$

Zatížení od poloviny hmotnosti nůžkové konstrukce

Nůžková konstrukce se skládá ze 4 stejných mechanismů umístěných nad sebou. Zatížení a od vlastní hmotnosti je souměrné na nůžky umístěné vlevo i vpravo.

$$F_N = \frac{m_N}{2} \cdot g = \frac{1366}{2} \cdot 9,81 = 5700,2 \text{ N} \quad (6.5)$$

m_N – hmotnost nůžkové konstrukce (ramena, čepy, matice, vzpěry, pojezdové ústrojí u kabiny aj.), odečteno ze sestavného výkresu BUR 313, $m_N = 1366 \text{ kg}$

Obečný výpočet jednotlivých reakcí dle obr 6.5. Výsledky číselného výpočtu jsou uvedeny v příloze B, tab. B.1.

$$\Sigma F_X = 0, \quad F_{2X} = 0 \quad (6.6)$$

$$\Sigma F_Y = 0, \quad -F_Z + F_{1Y} - F_{PL} + F_{2Y} - F_N = 0, \Rightarrow F_{2Y} = F_Z - F_{1Y} + F_{PL} + F_N \quad (6.7)$$

$$\Sigma M_2 = 0, \quad -F_Z \cdot (L_P - L_B) - F_{PL} \cdot (L_P - X_P - L_B) - F_N \cdot \frac{L_H}{2} + F_{1Y} \cdot L_H = 0 \quad (6.8)$$

$$\Rightarrow F_{1Y} = \frac{F_Z \cdot (L_P - L_B) + F_{PL} \cdot (L_P - X_P - L_B) + F_N \cdot \frac{L_H}{2}}{L_H} \quad (6.9)$$

L_P – délka plošiny, odměřeno ze sestavného výkresu BUR313 $L_P = 2200 \text{ mm}$,

X_P – vzdálenost působení těžiště plošiny od okraje plošiny, viz kap. 7.1,

$$X_P = 1091,9 \text{ mm}$$

L_B – konstantní vzdálenost bodu B od okraje plošiny, $L_B = 300 \text{ mm}$

L_H – proměnlivá vzdálenost mezi body, závisí na zvedání plošiny, viz obr. 6.2

Z výpočtů bylo zjištěno, že nejnepríznivější podmínky pro zatížení na pracovní plošinu jsou při maximálním úhlu naklopení $\alpha_{max} = 42^\circ$, při tomto úhlu vychází reakce v kloubech „1“ $F_{1Y} = 9\,226,6 \text{ N}$ a v kloubu „2“ $F_{2Y} = 1\,873,5 \text{ N}$ a to dle obr. 6.5. Tyto parametry byly zjištěny výpočtem, hodnoty jsou uvedeny v příloze B.

Při určování vnitřních statických účinků je potřeba zjistit tečné a normálové síly, které působí v ramenech nůžkové konstrukce. Byla provedena volba vhodného průřezu a pevnostní kontrola. Vnitřní statické účinky se zkoumají po celé délce ramene.

Normálové síly F_N

Jedná se o síly působící v ose ramene. Na ramena působí tlakové namáhání. Normálová síla se vypočítá jako součet všech akčních a reakčních sil, které působí rovnoběžné s osou ramene.

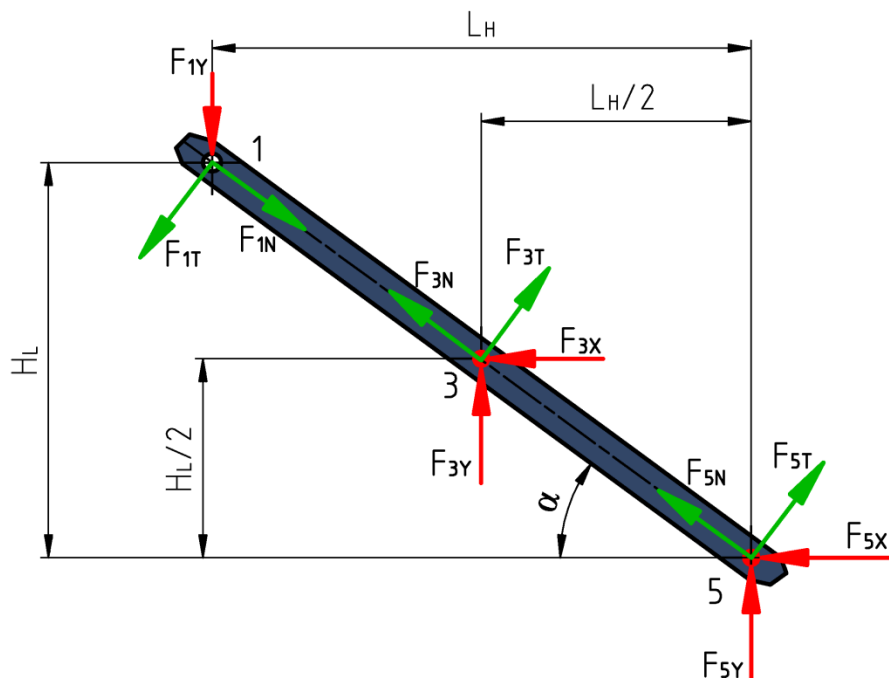
Tečné síly F_T

Tyto síly působí kolmo na normálové síly (kolmo k ose nosníku). Na ramena působí zatížení na smyk. Tečná síla se vypočítá jako součet všech akčních a reakčních sil, které působí kolmo na osu ramene.

Výpočet reakcí v kloubech ramene 1,3,5 je uveden v kap. 6.3.2 a ramene 2,3,4 v kap. 6.3.3. Výpočet zbývajících ramen je uveden v příloze A, kap. 6.3.4 až kap. 6.3.9. a výsledky číselného výpočtu jsou uvedeny v příloze B.

6.3.2 Reakce v kloubech ramene 1,3,5

Na obr. 6.6 jsou znázorněny reakce ramene v rameni 1,3,5, rameno bylo vyňato z celé vícenůžkové plošiny, která je zobrazena na obr. 6.4. Byl proveden obecný výpočet pro jednotlivé reakce. Číselné výsledky výpočtu jsou uvedeny v příloze B, tab. B.1, B.5, B.6.



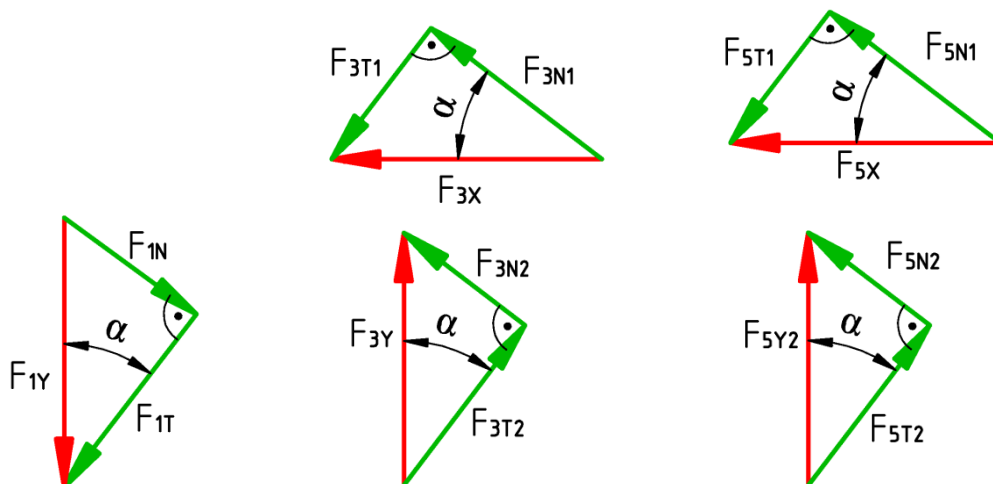
Obr. 6.6 – Reakce ramene v kloubech 1,3,5, tečné a normálové složky sil

Podmínky statické rovnováhy:

$$\Sigma F_X = 0, \quad F_{3X} + F_{5X} = 0, \quad \Rightarrow F_{5X} = -F_{3X}$$

$$\Sigma F_Y = 0, \quad -F_{1Y} + F_{3Y} + F_{5Y} = 0, \quad \Rightarrow F_{5Y} = -F_{3Y} + F_{1Y}$$

Výpočet normálových a tečných sil byl proveden dle obr. 6.7, který vychází z obr. 6.6.



Obr. 6.7 - Působení tečných a normálových složek pro klouby 1,3,5

Tečné síly:

$$F_{1T} = F_{1Y} \cdot \cos \alpha$$

$$F_{3T} = F_{3T2} - F_{3T1}$$

$$F_{3T1} = F_{3X} \cdot \sin \alpha, \quad F_{3T2} = F_{3Y} \cdot \cos \alpha$$

$$F_{5T} = F_{5T2} - F_{5T1}$$

$$F_{5T1} = F_{5X} \cdot \sin \alpha, \quad F_{5T2} = F_{5Y} \cdot \cos \alpha$$

Normálové síly:

$$F_{1N} = F_{1Y} \cdot \sin \alpha$$

$$F_{3N} = F_{3N1} + F_{3N2}$$

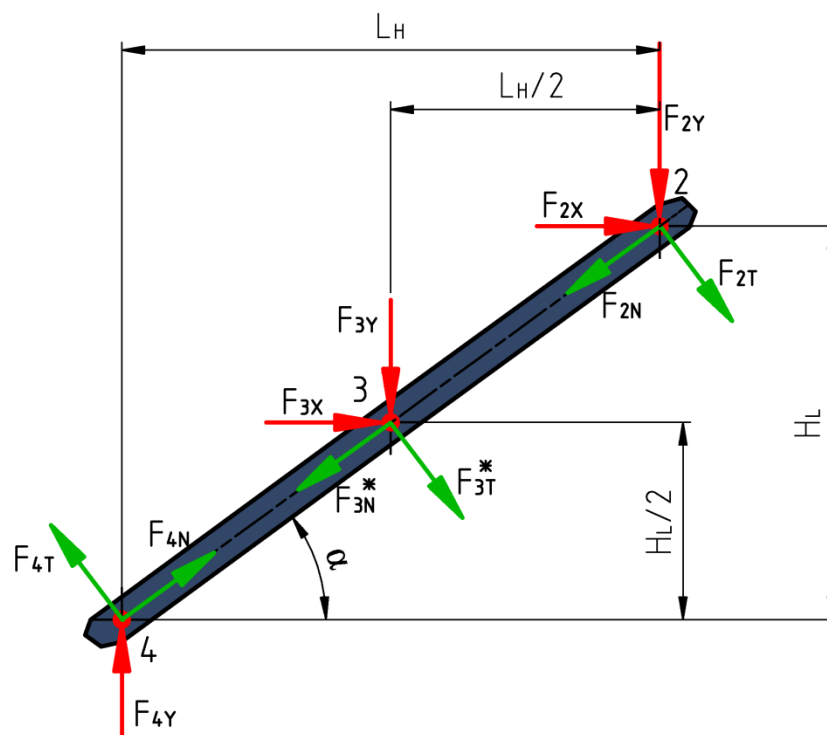
$$F_{3N1} = F_{3X} \cdot \cos \alpha, \quad F_{3N2} = F_{3Y} \cdot \sin \alpha$$

$$F_{5N} = F_{5N1} + F_{5N2}$$

$$F_{5N1} = F_{5X} \cdot \cos \alpha, \quad F_{5N2} = F_{5Y} \cdot \sin \alpha$$

6.3.3 Reakce v kloubech ramene 2,3,4

Na obr. 6.8 jsou znázorněny reakce ramene v kloubech 2,3,4, rameno bylo vyňato z celé vícenůžkové plošiny, která je zobrazena na obr. 6.4. Byl proveden obecný výpočet pro jednotlivé reakce. Číselné výsledky výpočtu jsou uvedeny v příloze B, tab. B.1, B.2, B.5, B.6.



Obr. 6.8 – Reakce ramene v kloubech 2,3,4, tečné a normálové složky sil

Podmínky statické rovnováhy:

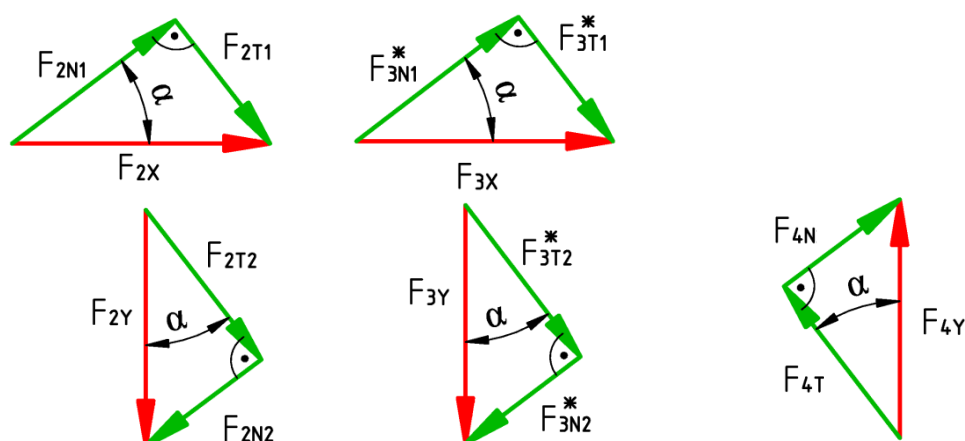
$$\Sigma F_X = 0, \quad F_{2X} + F_{3X} = 0, \quad \Rightarrow F_{3X} = -F_{2X}$$

$$\Sigma F_Y = 0, \quad F_{4Y} - F_{3Y} - F_{2Y} = 0, \quad \Rightarrow F_{3Y} = F_{4Y} - F_{2Y}$$

$$\Sigma M_3 = 0, \quad F_{2X} \cdot \frac{H_L}{2} + F_{2Y} \cdot \frac{L_H}{2} + F_{4Y} \cdot \frac{L_H}{2} = 0$$

$$\Rightarrow F_{4Y} = -F_{2X} \cdot \frac{H_L}{L_H} - F_{2Y}$$

Výpočet normálových a tečných sil byl proveden dle obr. 6.9, který vychází z obr. 6.8.



Obr. 6.9 - Působení tečných a normálových složek pro klouby 2,3,4

Tečné síly:

$$F_{2T} = F_{2T1} + F_{2T2}$$

$$F_{2T1} = F_{2X} \cdot \sin \alpha, \quad F_{2T2} = F_{2Y} \cdot \cos \alpha$$

$$F_{3T}^* = F_{3T1} + F_{3T2}$$

$$F_{3T1} = F_{3X} \cdot \sin \alpha, \quad F_{3T2} = F_{3Y} \cdot \cos \alpha$$

$$F_{4T} = F_{4Y} \cdot \cos \alpha$$

Normálové síly:

$$F_{2N} = F_{2N2} - F_{2N1}$$

$$F_{2N1} = F_{2X} \cdot \cos \alpha, \quad F_{2N2} = F_{2Y} \cdot \sin \alpha$$

$$F_{3N}^* = F_{3N2} - F_{3N1}$$

$$F_{3N1} = F_{3X} \cdot \cos \alpha, \quad F_{3N2} = F_{3Y} \cdot \sin \alpha$$

$$F_{4N} = F_{4Y} \cdot \sin \alpha$$

Výpočet zbývajících ramen je uveden v příloze A, kap. 6.3.4 až kap. 6.3.9.

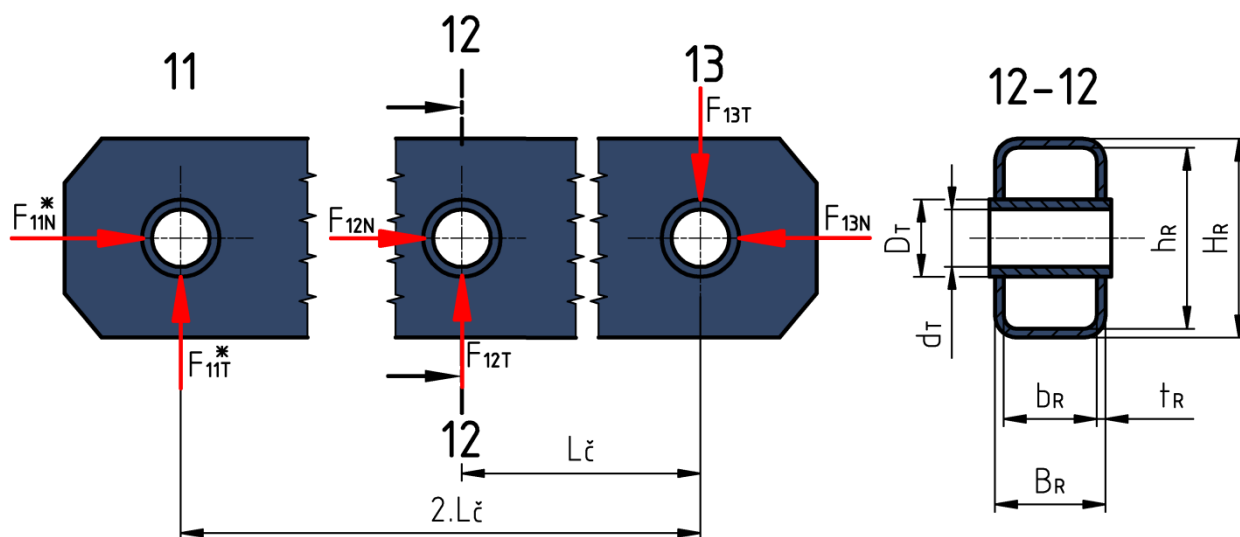
6.4 Návrh a kontrola ramen nůžkové konstrukce

Ramena jsou namáhána tečnými a normálovými silami. Výpočet těchto sil je proveden v kapitole 6. 3. Normálové síly působí tlakově na ramena, tečné síly způsobuje ohybový moment v ramenech.

Ramena nůžkové konstrukce jsou tvořeny z tenkostěnných obdélníkových profilů z ocelového materiálu, které jsou od firmy Feron. Je zvolen profil rozměru TR OBD 200 x 100 x 10 - 1710 ČSN EN 10 219-2 z materiálu S355JOC (11 523.1), který je na obr. 6.23. V ramenech jsou umístěny 3 čepy, v těchto místech jsou vyztuženy trubicí TR KR 70 x 9 - 110 z materiálu S355JOC (11 523.1), místa umístění čepů jsou označeny arabskými číslicemi. V rameni, které je pro čep „11,12,13“, je u prostředního čepu (12) vyztužení větší trubicí TR KR 80 x 6 – 110 ČSN EN 10 219-2. Na obr. 6.24 je zobrazeno nejvíce namáhané rameno. [4], [9]



Obr. 6.23 – Rameno nůžkové konstrukce



Obr. 6.24 – Rameno nůžkové konstrukce s příslušnými kótami

Rozměry ramene podle obrázku 6.24, [9]

$$B_R = 100 \text{ mm}, \quad H_R = 200 \text{ mm}, \quad t_R = 10 \text{ mm}$$

$$b_R = B_R - 2 \cdot t_R = 100 - 2 \cdot 10 = 80 \text{ mm} \quad (6.10)$$

$$h_R = H_R - 2 \cdot t_R = 200 - 2 \cdot 10 = 180 \text{ mm} \quad (6.11)$$

$$L_{\check{c}} = 775 \text{ mm}, \quad D_T = 80 \text{ mm}, \quad d_T = 68 \text{ mm}$$

Kontrola na vzpěr

Výpočet byl proveden pro nejvíce zatěžované rameno 11,12,13 dle obr. 6.24. [4]

Kvadratický moment průřezu:

$$J_Y = \frac{B_R^3 \cdot H_R - b_R^3 \cdot h_R}{12} = \frac{100^3 \cdot 200 - 80^3 \cdot 180}{12} = 8\,989\,667 \text{ mm}^4 \quad (6.12)$$

$$J_X = \frac{B_R \cdot H_R^3 - b_R \cdot h_R^3}{12} = \frac{100 \cdot 200^3 - 80 \cdot 180^3}{12} = 27\,786\,667 \text{ mm}^4 \quad (6.13)$$

Plocha průřezu:

$$S_R = B_R \cdot H_R - b_R \cdot h_R = 100 \cdot 200 - 80 \cdot 180 = 5\,600 \text{ mm}^2 \quad (6.14)$$

Poloměr setrvačnosti:

$$i_R = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S_R}} = \sqrt{\frac{J_Y}{S_R}} = \sqrt{\frac{8\,986\,667}{5\,600}} = 40,1 \text{ mm} \quad (6.15)$$

Štíhlost tyče:

$$\lambda_R = \frac{L_{\check{c}}}{i_R} = \frac{775}{40,1} = 19,3 \quad (6.16)$$

Mezní štíhlost tyče:

$$\lambda_{KR R} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{Re \cdot 0,5}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{355 \cdot 0,5}} = 108,1 \quad (6.17)$$

Re – mez kluzu materiálu S355JOC je $Re = 355 \text{ MPa}$

$$\lambda_R < \lambda_{KR R}$$

$$19,3 < 108,1$$

Mimo rozsah platnosti Eulerovy rovnice, musí se počítat podle Tetmajera (tzv. nepružný vzpěr). Je nutné určit příslušné materiálové konstanty. Pro materiál S355JOC, který má mez kluzu 335 MPa, jsou $a_m = 335 \text{ MPa}$, $b_m = 0,62 \text{ MPa}$. [4]

Kritické napětí, fiktivní tlakové napětí, při zhroucení prutu:

$$\sigma_{KR} = a_m - b_m \cdot \lambda_R = 335 - 0,62 \cdot 19,3 = 323 \text{ MPa} \quad (6.18)$$

$$\sigma_{KR} \leq Re$$

$$323 < 355 \Rightarrow \text{kontrola na vzpěr vyhovuje}$$

Pevnostní podmínka vzpěru dle Tetmajera:

Počítáno pro nejmenší úhel naklopení $\alpha_{min} = 7,5^\circ$, pro nejnepříznivější podmínky.

Prut je osově stlačován silou F_{Nmax}

$$\sigma_{DT} = \frac{F_{Nmax}}{S_R} = \frac{|F_{12N}^*|}{S_R} = \frac{91\,709,2}{5\,600} = 16,4 \text{ MPa} \quad (6.19)$$

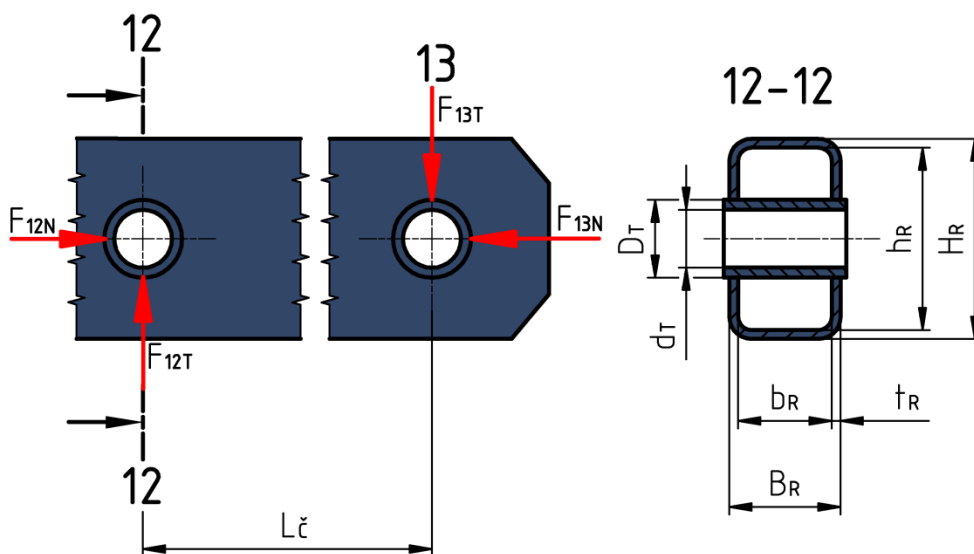
Statická bezpečnost:

$$k_T = \frac{\sigma_{KR}}{\sigma_{DT}} = \frac{323}{16,4} = 19,7 > k_S = 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje kontrola na vzpěr} \quad (6.20)$$

k_S – součinitel bezpečnosti, kap. 6.3.1

Kontrola na ohyb ramene

Kontrola byla provedena pro nejvíc zeslabené místo „12“, dle obr. 6.25. V tomto místě je umístěn čep, který je vyztužený trubkou TR KR 80 x 6 - 110 ČSN EN 10 219-2 z materiálu S355JOC (11 523.0). Výpočet byl proveden pro nejnepříznivější podmínky, tj. pro nejmenší úhel zdvihu $\alpha_{MIN} = 7,5^\circ$ (spodní polohu nůžkové konstrukce). [4]



Obr. 6.25 – Působení sil v místě „12“

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{B_R \cdot (H_R^3 - D_T^3) - b_R \cdot (h_R^3 - D_T^3)}{6 \cdot H_R} = \frac{100 \cdot (200^3 - 80^3) - 80 \cdot (180^3 - 80^3)}{6 \cdot 200} = 269\,333,3 \text{ mm}^3 \quad (6.21)$$

Ohybový moment, pro maximální tečnou sílu:

$$M_o = |F_{12T}| \cdot L_{\check{c}} = 72\,663,4 \cdot 775 = 56\,314\,135 \text{ Nmm} \quad (6.22)$$

Kontrola na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{56\,314\,135}{269\,333,3} = 209,1 \text{ MPa} \quad (6.23)$$

$$\sigma_D = \frac{Re}{k_S} = \frac{355}{1,5} = 236,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o < \sigma_D$$

$$209,1 \text{ MPa} < 236,6 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Měrný tlak pro normálovou sílu, které odpovídá maximální tečné síle:

$$\sigma_{DO} = \frac{F_{12N}}{S_{RO}} = \frac{75\,474,2}{4\,000} = 18,9 \text{ MPa} \quad (6.24)$$

$$\sigma_{DO} < \sigma_D$$

$$18,9 \text{ MPa} < 236,6 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Plocha průřezu:

$$\begin{aligned} S_{RO} &= B_R \cdot (H_R - D_T) - b_R \cdot (h_R - D_T) = 100 \cdot (200 - 80) - 80 \cdot (180 - 80) = \\ &= 4000 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (6.25)$$

Kontrola na smyk:

$$\tau = \frac{F_{12T}}{S_{RO}} = \frac{72\,663,4}{4\,000} = 18,2 \text{ MPa} \quad (6.26)$$

$$\tau_D = \frac{0,577 \cdot Re}{k_S} = \frac{0,577 \cdot 355}{1,5} = 136,5 \text{ MPa}$$

$$\tau < \tau_D$$

$$18,2 \text{ MPa} < 136,5 \text{ MPa} \Rightarrow \text{kontrola na smyk vyhovuje}$$

Výsledné napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_{DO} + \sigma_o)^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{(18,9 + 209,1)^2 + 3 \cdot 18,2^2} = 230,2 \text{ MPa}$$

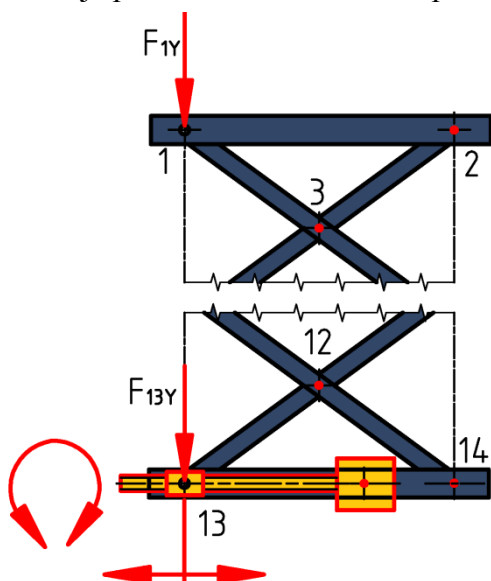
Statická bezpečnost:

$$k_R = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{355}{230,2} = 1,54 > k_S = 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje kontrola na ohyb} \quad (6.27)$$

6.5 Volba pojezdových kladek

Pojezdové kladky byly zvoleny z normalizovaných řad podle společnosti Winkel. V rámu i v pracovní plošině jsou ramena nůžkové konstrukce volně upevněna pomocí pojezdových kladek. Tyto kladky jsou v drážce, která dovoluje pouze horizontální posunutí nůžkové konstrukce.

Na obr. 6.26 je v kloubu „1“ a „13“ umístěna pojezdová kladka. Obrázek je vyňat z celé vícenůžkové plošiny, která je zobrazena na obr. 6.4. V kloubu „1“ působí maximální síla $F_{1Y} = 9\,226,6\text{ N}$, dle přílohy B. Tato síla je při maximálním úlu naklonění $\alpha_{max} = 42^\circ$. V kloubu „13“ působí max. radiální síla $F_{13Y} = 25\,545,2\text{ N}$, dle v přílohy B, tato síla je při minimální úhlu naklonění $\alpha_{min} = 7,5^\circ$.



Obr. 6.26 - Umístění pojezdových kladek v kloubu „1“ a „13“



Obr. 6.27 – Pojezdová kladka se šroubovací destičkou [16]

Pro kloub „1“ byly zvoleny **2 pojezdové kladky PR 4.455** od firmy WINKEL, viz obr. 6.27, každá z nich má dovolené zatížení $11\,300\text{ N}$. Součet dovolených sil ($22\,600\text{ N}$) je větší než maximální působící síla $F_{1Y} = 9\,226,6\text{ N}$, parametry velikosti kladky jsou uvedeny v tabulce 6.1.

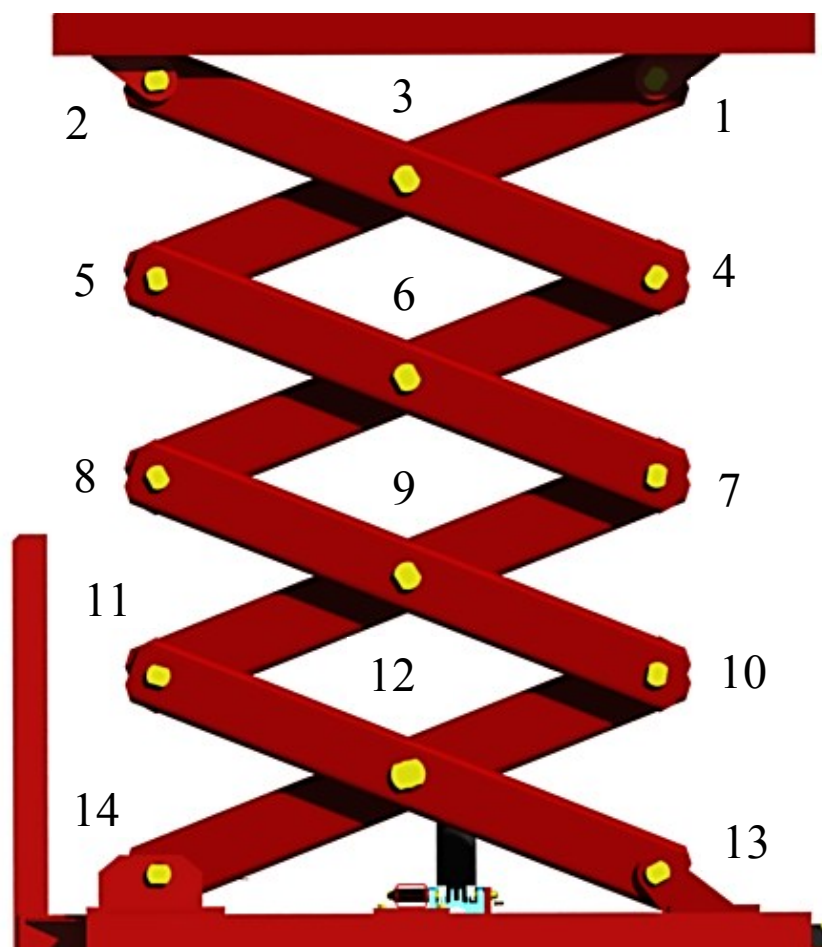
Pro kloub „13“ byly zvoleny **2 pojezdové kladky PR 4.458** od firmy WINKEL, viz obr. 6.27, každá z nich má dovolené zatížení $20\,470\text{ N}$. Součet dovolených sil ($40\,940\text{ N}$) je větší než maximální působící síla $F_{13Y} = 25\,545,2\text{ N}$, parametry velikosti kladky jsou uvedeny v tabulce 6.1. [16]

Tab. 6.1 – Parametry kladky PR 4.445, PR 4.458 od firmy WINKEL [16]

Umístění kladky v kloubu č.	Označení	Průměr kola [mm]	Šířka kola [mm]	Max. radiální síla [kN]	Max. axiální síla [kN]	Kusová hmotnost [kg]	Deska	Profil na kladku
1	PR 4.455	73,8	20	11,30	3,73	0,80	AP1 AP1-Q	PR 1 Nb
3	PR 4.458	92,8	30	20,47	6,76	1,65	AP3.1 AP3-Q	PR 3 Nb

6.6 Výpočet čepů

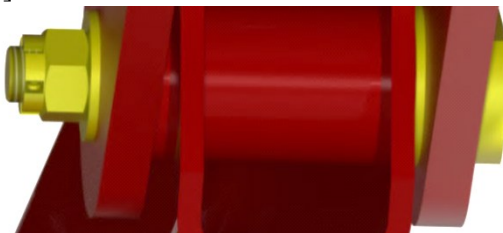
Umístění jednotlivých čepů u nůžkové konstrukce je znázorněno na obr. 6.28. Některé čepy mají stejné velikosti. Čep 3 je shodný s čepem 6 a 9. Nebo čep 4 je shodný s čepem, 5, 7, 8, 10, 11. Výpočet byl proveden pouze pro jeden čep, který je z této skupiny nejvíce zatěžován. Výpočet je tedy proveden pro čep 1 (kap. 6.6.1), čep 2 (kap. 6.6.2), čep 9 (kap. 6.6.3), čep 11 (kap. 6.6.4), čep 12 (kap. 6.6.5), čep 13 (kap. 6.6.6), čep 14 (kap. 6.6.7).



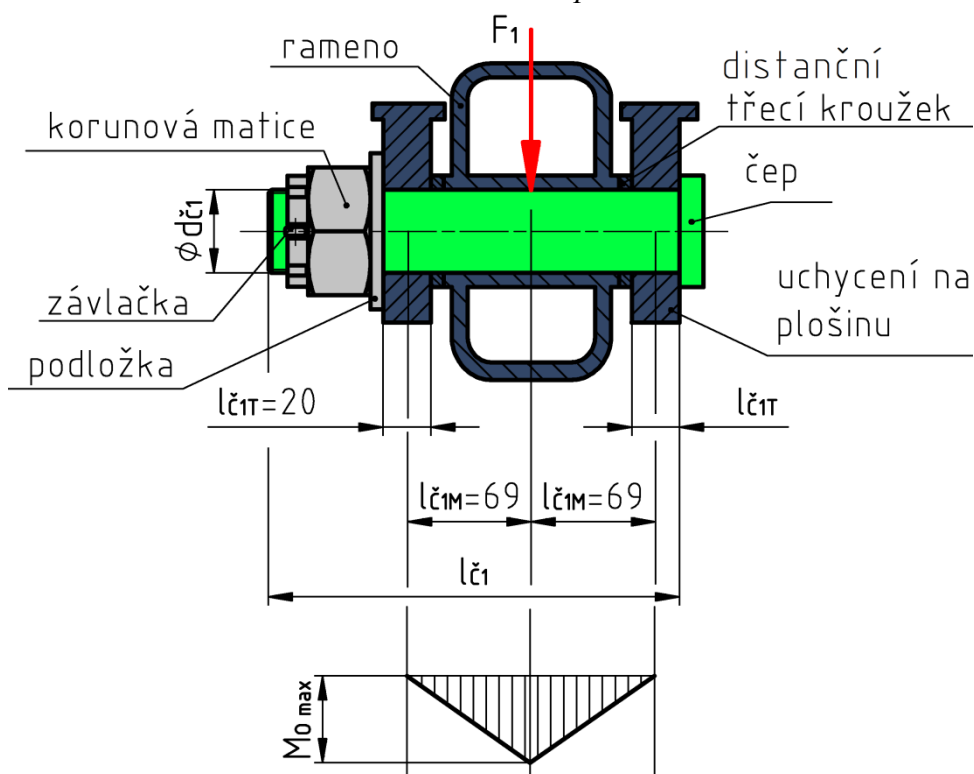
Obr. 6.28 – Umístění čepů u nůžkové konstrukce

6.6.1 ČEP 1

Materiál čepu 28Mn6 (13 141.6), který má mez kluzu $Re = 450 \text{ MPa}$. Čep 1 je znázorněn na obr. 6.29. Výpočet byl proveden zjednodušeně podle obrázku 6.30 a to pro největší zatěžující sílu F_1 . [4]



Obr. 6.29 – Čep 1



Obr. 6.30 – Uložení čepu 1 s působením síly F_1

Maximální ohybový moment pro maximální sílu $F_1 = F_{1Y} = 9\,226,6 \text{ N}$

$$M_{01} = \frac{F_1}{2} \cdot l_{\check{c}1M} = \frac{9\,226,6}{2} \cdot 69 = 318\,317,7 \text{ Nmm} \quad (6.28)$$

Určení průměru čepu

$$\sigma_{01} = \frac{M_{01}}{W_{01}} = \frac{M_{01} \cdot 32}{\pi \cdot d_{\check{c}1}^3} \leq \frac{Re}{k_S} \quad (6.29)$$

$$\Rightarrow d'_{\check{c}1} = \sqrt[3]{\frac{M_{01} \cdot 32 \cdot k_S}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{318\,317,7 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 450}} = 22,1 \text{ mm} \quad (6.30)$$

Byl zvolen průměr čepu $d_{\check{c}1} = 24 \text{ mm}$, délka čepu $l_{\check{c}1} = 195 \text{ mm}$

Kontrola otlačení

$$p_1 \leq p_D$$

$$p_1 = \frac{F_1}{S} = \frac{F_1}{d_{\check{c}1} \cdot 2 \cdot l_{\check{c}1T}} = \frac{9\,226,6}{24 \cdot 2 \cdot 20} = 9,6 \text{ MPa} \quad (6.31)$$

p_D – dovolený tlak s ohledem na občasný relativní pohyb $p_D = 40 \text{ MPa}$

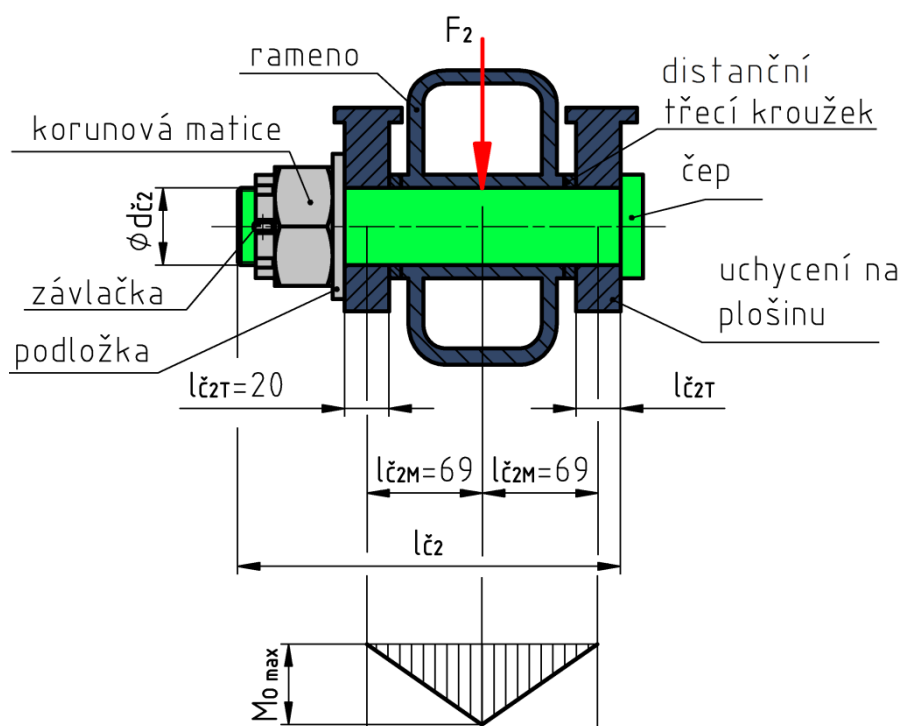
$9,6 \text{ MPa} < 40 \text{ MPa} \Rightarrow$ **vyhovuje kontrola na otlačení**

6.6.2 ČEP 2

Materiál čepu S355J2G3 (11 523.1), který má mez kluzu $Re = 333 \text{ MPa}$. Čep 2 je znázorněn na obr. 6.31. Výpočet byl proveden zjednodušeně podle obrázku 6.32 a to pro největší zatěžující sílu F_{12} . [4]



Obr. 6.31 – Čep 2



Obr 6.32 – Uložení čepu 2 s působením síly F_2

Maximální ohybový moment

$$M_{O2} = \frac{F_2}{2} \cdot l_{\check{c}2M} = \frac{3\,345,2}{2} \cdot 69 = 115\,409,4 \text{ Nmm} \quad (6.32)$$

$$F_2 = \sqrt{F_{2X}^2 + F_{2Y}^2} = \sqrt{0 + 3\,345,2^2} = 3\,345,2 \text{ N} \quad (6.33)$$

Určení průměru čepu

$$d'_{\check{c}2} = \sqrt[3]{\frac{M_{20} \cdot 32 \cdot k_S}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{115\,409,4 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 333}} = 17,4 \text{ mm} \quad (6.34)$$

Byl zvolen průměr čepu $d_{\check{c}2} = 24 \text{ mm}$, délka čepu $l_{\check{c}2} = 195 \text{ mm}$

Kontrola otlačení

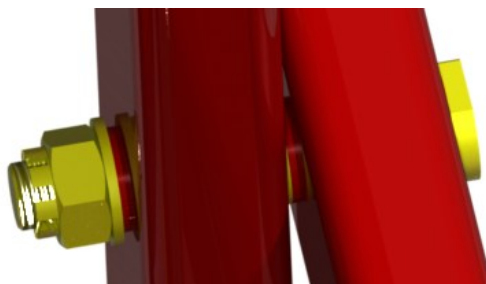
$$p_2 \leq p_D$$

$$p_2 = \frac{F_2}{S} = \frac{F_2}{d_{\check{c}2} \cdot 2 \cdot l_{\check{c}2T}} = \frac{3\,345,2}{24 \cdot 2 \cdot 20} = 3,5 \text{ MPa} \quad (6.35)$$

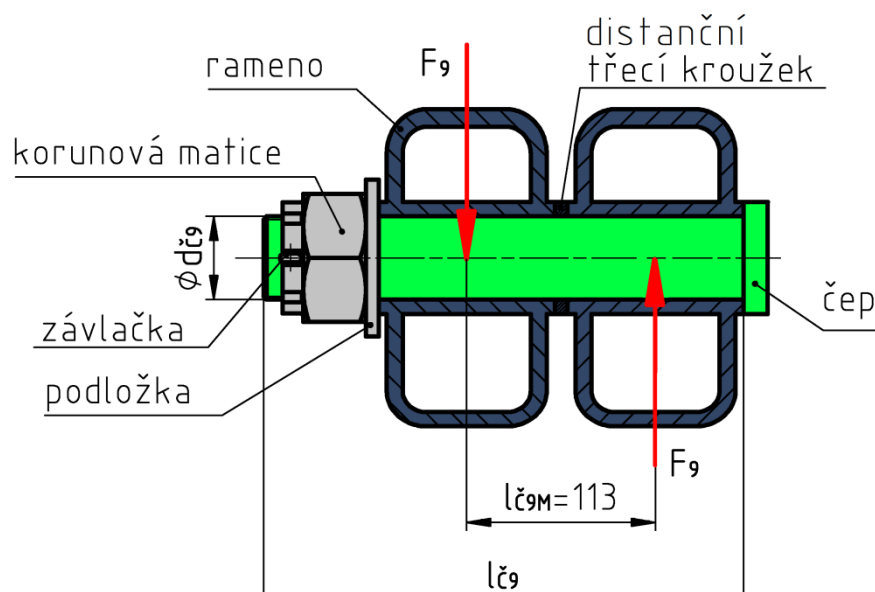
$3,5 \text{ MPa} < 40 \text{ MPa} \Rightarrow$ **vyhovuje kontrola na otlačení**

6.6.3 ČEP 9

Materiál čepu S355J2G3 (11 523.1), který má mez kluzu $Re = 333 \text{ MPa}$. Čep 12 je znázorněný na obr. 6.33. Výpočet byl proveden zjednodušeně podle obrázku 6.3,4 a to pro největší zatěžující sílu F_9 . [4]



Obr. 6.33 – Čep 9



Obr. 6.34 – Uložení čepu 9 s působením síly F_9

Maximální ohybový moment pro maximální sílu F_{11}

$$M_{09} = F_9 \cdot l_{\check{c}12M} = 51\,090,4 \cdot 113 = 5\,773\,215,2 \text{ Nmm} \quad (6.36)$$

$$F_9 = \sqrt{F_{9X}^2 + F_{9Y}^2} = \sqrt{0 + (-51\,090,4)^2} = 51\,090,4 \text{ N} \quad (6.37)$$

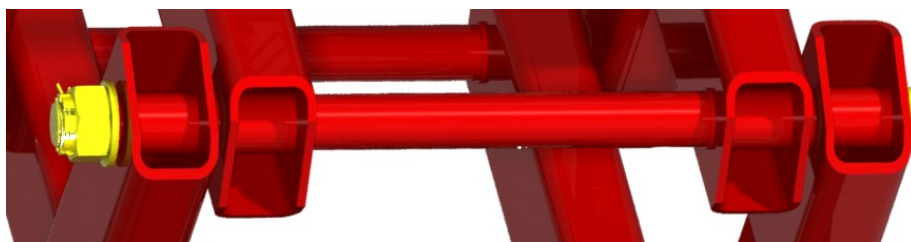
Určení průměru čepu

$$d'_{\check{c}9} = \sqrt[3]{\frac{M_{09} \cdot 32 \cdot k_s}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{5\,773\,215,2 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 333}} = 44 \text{ mm} \quad (6.38)$$

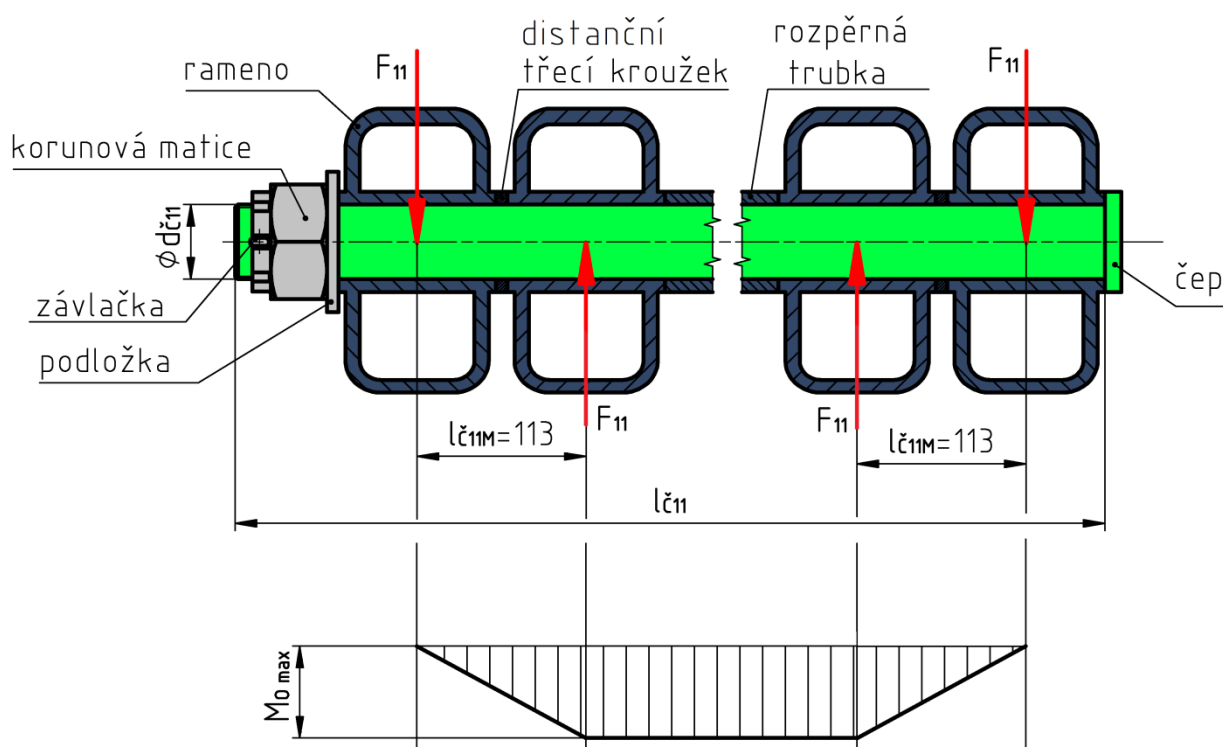
Byl zvolen průměr čepu $d_{\check{c}9} = 45 \text{ mm}$, délka čepu $l_{\check{c}9} = 290 \text{ mm}$

6.6.4 ČEP 11

Materiál čepu 28Mn6 (13 141.6), který má mez kluzu $Re = 450 \text{ MPa}$. Čep 11 je znázorněný na obr. 6.35. Výpočet byl proveden zjednodušeně podle obrázku 6.36, a to pro největší zatěžující sílu F_{11} . [4]



Obr. 6.35 – Čep 11



Obr. 6.36 – Uložení čepu 11 s působením síly F_{11}

Maximální ohybový moment pro maximální sílu F_{11}

$$M_{O11} = F_{11} \cdot l_{\check{c}3M} = 36\,645,2 \cdot 113 = 4\,140\,908,91 \text{ Nmm} \quad (6.39)$$

$$F_{11} = \sqrt{F_{11X}^2 + F_{11Y}^2} = \sqrt{0 + 36\,645,2^2} = 36\,645,2 \text{ N} \quad (6.40)$$

Určení průměru čepu

$$d'_{\check{c}11} = \sqrt[3]{\frac{M_{O11} \cdot 32 \cdot k_s}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{140\,908,91 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 450}} = 52 \text{ mm} \quad (6.41)$$

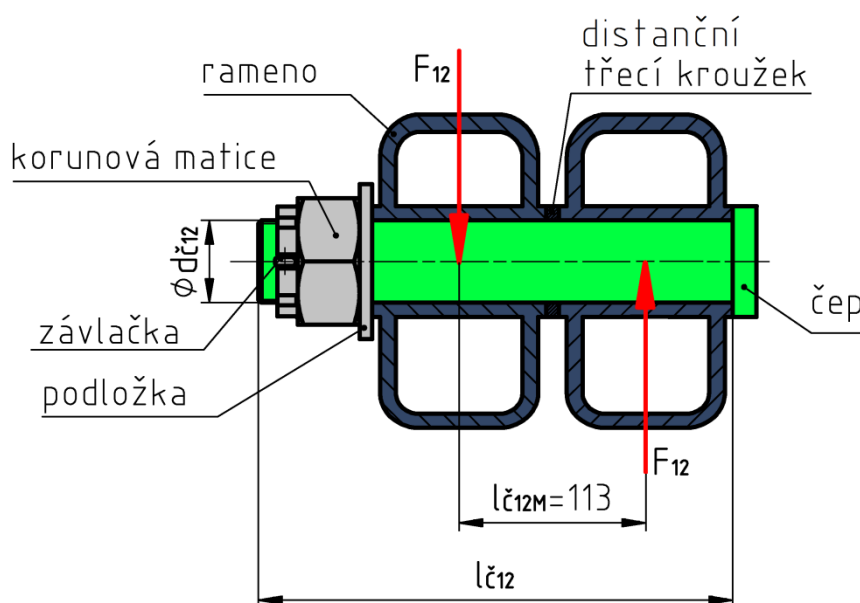
Byl zvolen průměr čepu $d_{\check{c}11} = 52 \text{ mm}$, délka čepu $l_{\check{c}11} = 980 \text{ mm}$

6.6.5 ČEP 12

Materiál čepu 16MnCr5 (14 220.4), který má mez kluzu $Re = 590 \text{ MPa}$. Čep 12 je znázorněný na obr. 6.37. Výpočet byl proveden zjednodušeně podle obrázku 6.38, a to pro největší zatěžující sílu F_{12} . [4]



Obr. 6.37 – Čep 12



Obr. 6.38 – Uložení čepu 12 s působením síly F_{12}

Maximální ohybový moment pro maximální sílu F_{11}

$$M_{O12} = F_{12} \cdot l_{\check{c}12M} = 104\,768 \cdot 113 = 11\,838\,779,9 \text{ Nmm} \quad (6.42)$$

$$F_{12} = \sqrt{F_{12X}^2 + F_{12Y}^2} = \sqrt{(-84\,313)^2 + (-62\,190,4)^2} = 104\,768 \text{ N} \quad (6.43)$$

Určení průměru čepu

$$d'_{\check{c}12} = \sqrt[3]{\frac{M_{O12} \cdot 32 \cdot k_s}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{11\,838\,779,9 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 590}} = 67,4 \text{ mm} \quad (6.44)$$

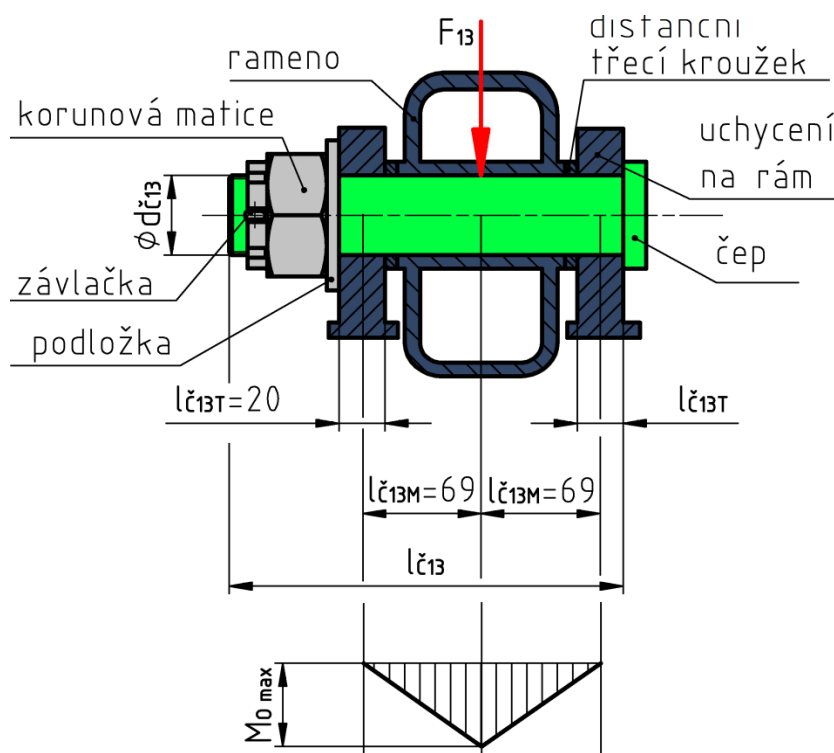
Byl zvolen průměr čepu $d_{\check{c}12} = 68 \text{ mm}$, délka čepu $l_{\check{c}12} = 310 \text{ mm}$

6.6.6 ČEP 13

Materiál čepu S355J2G3 (11 523.1), který má mez kluzu $Re = 333 \text{ MPa}$. Čep 13 je znázorněný na obr. 6.39. Výpočet byl proveden zjednodušeně podle obrázku 6.40, a to pro největší zatěžující sílu F_{13} . [4]



Obr. 6.39 – Čep 13



Obr. 6.40 – Uložení čepu 13 s působením síly F_{13}

Maximální ohybový moment pro maximální sílu F_{13}

$$M_{O13} = \frac{F_{13}}{2} \cdot l_{\check{c}13M} = \frac{25\,545,2}{2} \cdot 69 = 881\,309,4 \text{ Nmm} \quad (6.45)$$

$$F_{13} = |F_{13Y}| = 25\,545,2 \text{ N}$$

Určení průměru čepu

$$d'_{\check{c}13} = \sqrt[3]{\frac{M_{O13} \cdot 32 \cdot k_S}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{881\,309,4 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 333}} = 34,3 \text{ mm} \quad (6.46)$$

Byl zvolen průměr čepu $d_{\check{c}13} = 40 \text{ mm}$, délka čepu $l_{\check{c}13} = 230 \text{ mm}$

Kontrola otláčení

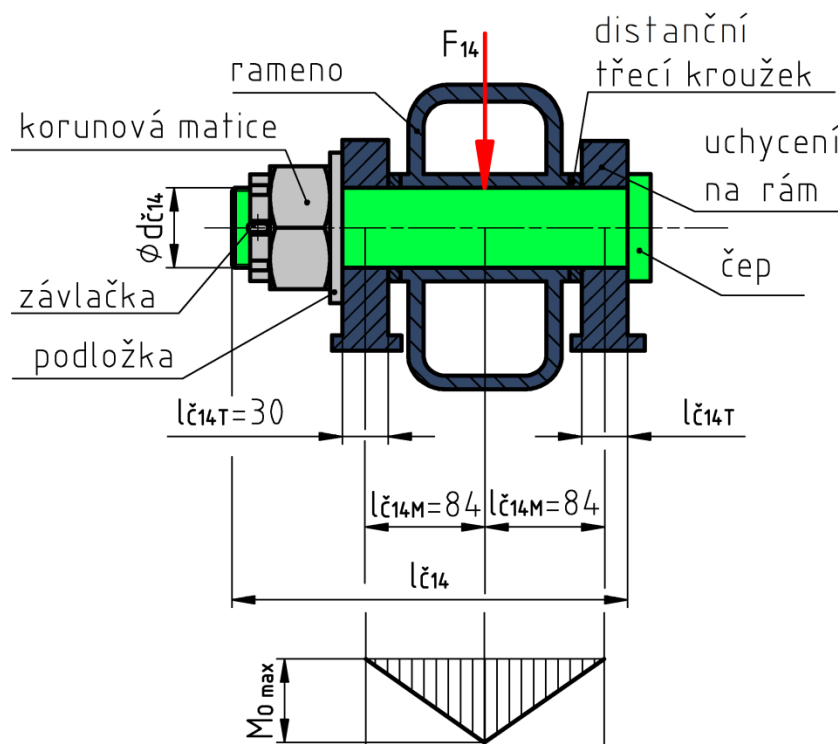
$$p_{13} \leq p_D$$

$$p_{13} = \frac{F_{13}}{S} = \frac{F_{13}}{d_{\check{c}13} \cdot 2 \cdot l_{\check{c}13T}} = \frac{25\,545,2}{40 \cdot 2 \cdot 20} = 16 \text{ MPa} \quad (6.47)$$

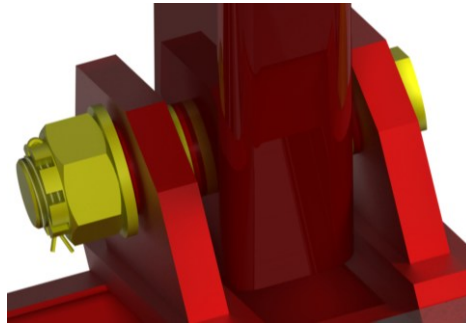
$16 \text{ MPa} < 40 \text{ MPa} \Rightarrow$ **vyhovuje kontrola na otláčení**

6.6.7 ČEP 14

Materiál čepu 28Mn6 (13 141.6), který má mez kluzu $Re = 450 \text{ MPa}$. Čep 14 je znázorněný na obr. 6.42. Výpočet byl proveden zjednodušeně podle obrázku 6.41, a to pro největší zatěžující sílu F_{14} . [4]



Obr. 6.41 – Uložení čepu 14 s působením síly F_{14}



Obr. 6.42 – Čep 14

Maximální ohybový moment pro maximální sílu F_{14}

$$M_{O14} = \frac{F_{14}}{2} \cdot l_{\check{c}1M} = \frac{91\,932,3}{2} \cdot 84 = 3\,861\,156,6 \text{ Nmm} \quad (6.48)$$

$$F_{14} = \sqrt{F_{14X}^2 + F_{14Y}^2} = \sqrt{(-84\,313,0)^2 + 36\,645,2^2} = 91\,932,3 \text{ N} \quad (6.49)$$

Určení průměru čepu

$$d'_{\check{c}14} = \sqrt[3]{\frac{M_{O14} \cdot 32 \cdot k_S}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{3\,861\,156,6 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 450}} = 50,8 \text{ mm} \quad (6.50)$$

Byl zvolen průměr čepu $d_{\check{c}14} = 52 \text{ mm}$, délka čepu $l_{\check{c}14} = 275 \text{ mm}$

Kontrola otlačení

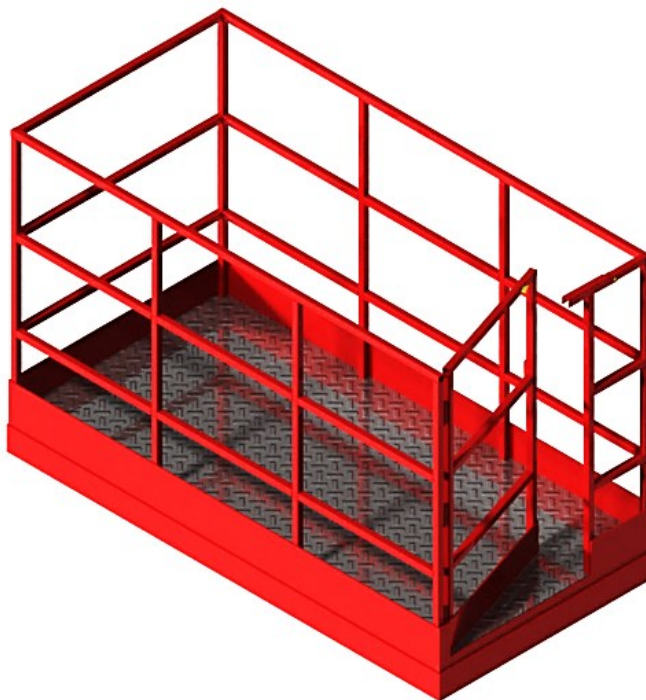
$$p \leq p_D$$

$$p = \frac{F_{14}}{S} = \frac{F_{14}}{d_{\check{c}14} \cdot 2 \cdot l_{\check{c}14T}} = \frac{91\,932,3}{52 \cdot 2 \cdot 30} = 29,5 \text{ MPa} \quad (6.51)$$

$29,5 \text{ MPa} < 40 \text{ MPa} \Rightarrow$ **vyhovuje kontrola na otlačení**

7 PRACOVNÍ PLOŠINA

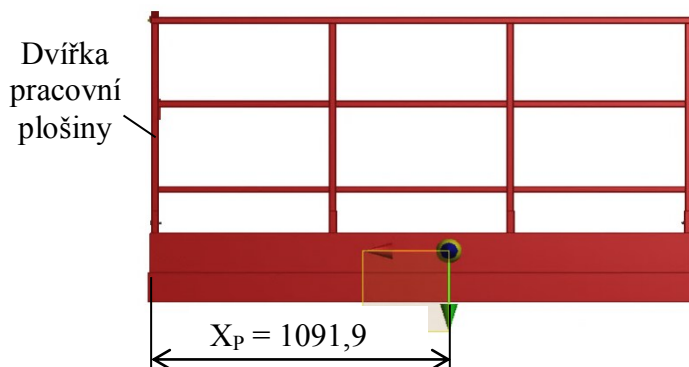
Pracovní plošina zobrazena na obr. 7.1 je tvořena zábradlím a dvířky, která jsou zde umístěna kvůli bezpečnosti obsluhy, aby nedošlo k jejímu pádu. Dvířka se otevírají pouze dovnitř pracovní plošiny a jsou zajištěna proti samovolnému otevření. Pomocí nůžkové konstrukce mechanismu se plošina zvedá nebo spouští.



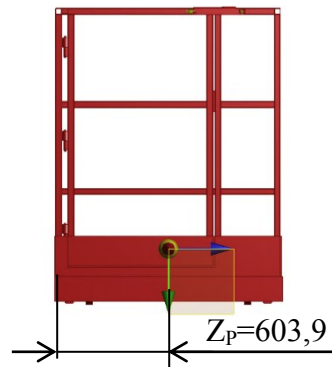
Obr. 7.1 – Pracovní plošina

7.1 Určení těžiště a hmotnosti plošiny

Na určení těžiště plošiny je potřeba dvou souřadnic, v tomto případě souřadnic „Z“ a „X“. Těžiště celé plošiny a hmotnost byly zjištěny v programu Autodesk Inventor Professional 2012. Hmotnost je $m_{PL} = 297 \text{ kg}$ dle sestavného výkresu BUR313. Na obr. 7.2 a na obr. 7.3 je znázorněno odměření těžiště od okraje plošiny blíže k dvířkům, v souřadnici „Z_P“ je tato vzdálenost 603,9 mm a v souřadnici „X_P“ je 1091,9 mm. [32]



Obr. 7.2 – Odměření těžiště od kraje plošiny, souřadnice „X_P“

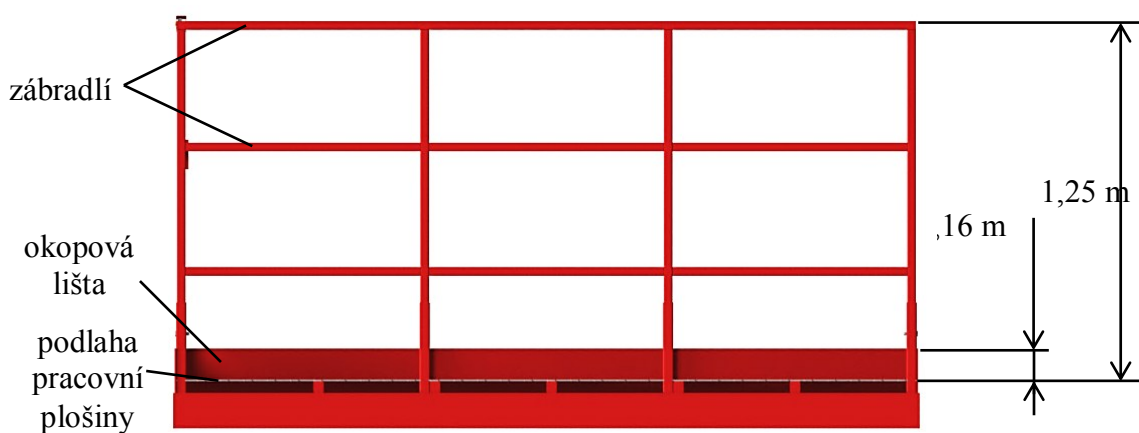


Obr. 7.3 – Odměření těžiště od kraje plošiny, souřadnice „Z_P“

7.2 Ochrana proti pádu osob, předmětů

Každá pracovní plošina musí být dle ČSN EN 280+A2 (str. 35, kap. 5.6.2) vybavena ochranou ze všech stran, aby nedošlo k pádu osob nebo předmětů. Ochrana musí být připevněna pevně k plošině. Norma uvádí, že musí být:

- střední výplňový prut (mezi madlem a okopovou lištou) ve výšce 0,55 m, platí pouze za podmínky, že není více výplňových prutů,
- zábradlí vysoké minimálně 1,1 m (pracovní plošina má zábradlí vysoké 1,25 m, jak je znázorněno na obr. 7.4),
- okopové lišty vysoké min 0,15 m (pracovní plošina má okopovou lištu vysokou 0,16 m, znázorněno na obr. 7.4). [18]



Obr. 7.4 – Vzdálenosti zábradlí a okopové lišty u pracovní plošiny

7.3 Dvířka pracovní plošiny a jejich pojištění

Dvířka plošiny musí být dle ČSN EN 280+A2 (str. 35) konstruována tak, aby se otvírala pouze dovnitř, nesmí se vyklápět ani otvírat ven. U zábradlí a dvířek se nesmí používat řetězů a lan. Na obr 7.5 je zobrazeno, jak vypadají dvířka pracovní plošiny, když jsou zavřena, v obecné poloze na obr. 7.6 a v maximální otevřené poloze na obr. 7.7. [18]



Obr. 7.5 – Zavřená dvířka pracovní plošiny

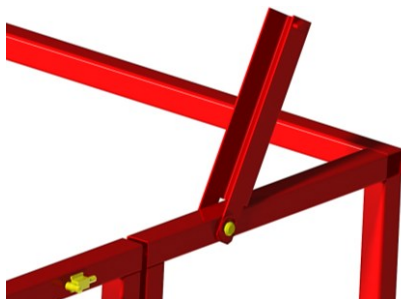


Obr. 7.6 – Dvířka pracovní plošiny v obecné poloze

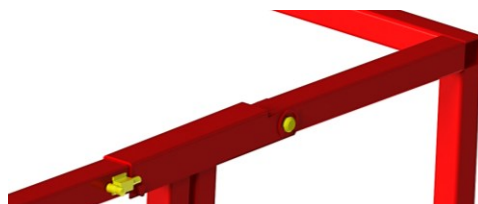


Obr. 7.7 – Dvířka pracovní plošiny při max. otevření

Dvířka jsou proti samovolnému otevírání zajištěna západkou s pojistkou. Na obr. 7.8 je západka otevřená a dvířka pracovní plošiny se mohou otevřít. Na druhém obrázku 7.9 je západka zavřená a kvůli pojistce se dveře nemohou samovolně otevřít.

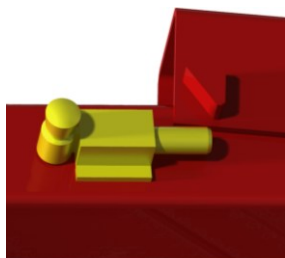


Obr. 7.8 – Otevřená západka dveří

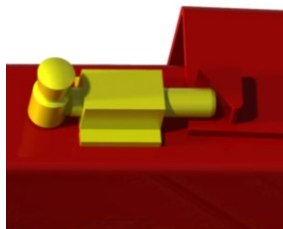


Obr. 7.9 – Zavřená západka dveří, jistěná pojistkou

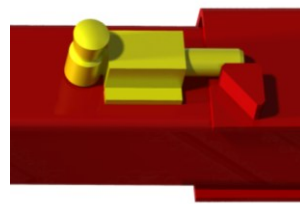
Pojistka zajišťuje, aby nebylo možné samovolné otevření západky dveří. Dle ČSN EN 280+A2 (kap 5.6.3, str. 35) musí být jakákoliv pohyblivá část pojištěna proti samovolnému uvolnění, posunutí. Z tohoto důvodu je na dvířka pracovní plošiny umístěna pojistka. Na obr. 7.10, 7.11, 7.12 je znázorněno postupné zavírání západky. Vysouvání a zasouvání pojistky, která je neustále pod tlakem pružiny a nutí pojistku, aby byla ustavičně vysunuta.



Obr. 7.10 – Pojistka při otevření západky dveří



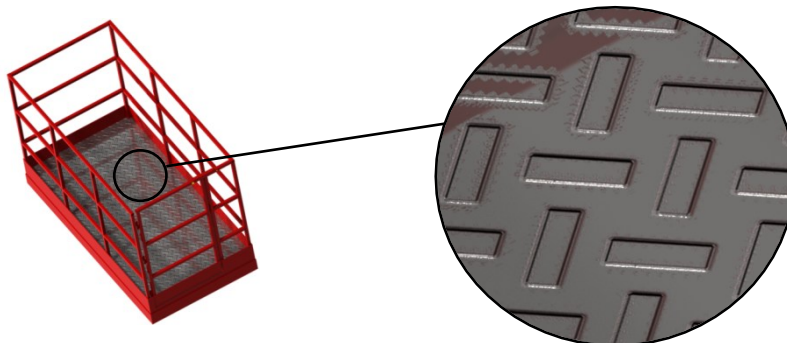
Obr. 7.11 – Pojistka v obecné poloze při zavírání západky



Obr. 7.12 – Pojistka při zavření západky dveří

7.4 Podlaha pracovní plošiny

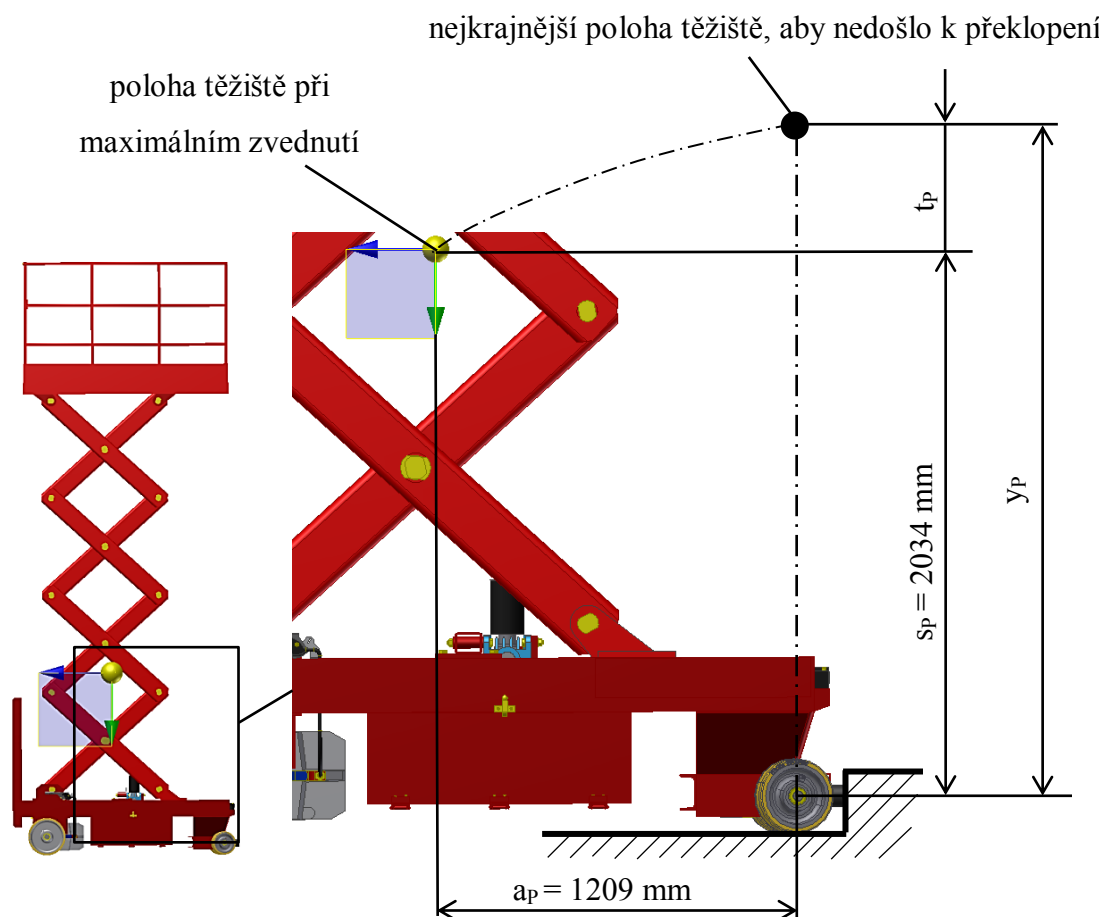
Podlaha pracovní plošiny musí být protiskluzná a to buď pomocí mřížkování, nebo rýhovaného plechu, jak je zobrazeno na obr. 7.13. Otvary v podlaze nesmí umožnit propadnutí kuličky o průměru 15 mm (neplatí pro rýhované plechy). Polotovar plechu pro mé konstrukční provedení má rozměry PLO 1500 x 5 – 3000 EN 138, z materiálu AlMg3.



Obr. 7.13 – Protiskluzné provedení podlahy pracovní plošiny

8 KONTROLA PŘEKLOPENÍ PLOŠINY

Zařízení musí být navrženo tak, aby při naražení na překážku nedošlo k jeho překlpení. Tato kontrola byla provedena dle ČSN EN 280+A2 (příloha E, str. 65) a dle obr. 8.1 Při naražení na překážku se těžiště celé plošiny vychýlí o vzdálenost x_P . Těžiště a příslušné velikosti jsem odměřil v programu Autodesk Inventor 2012. [18], [32]



Obr. 8.1 – Mobilní vícenůžková plošina při naražení na překážku

Kinetická (pohybová) energie

$$E_{KIN} = \frac{m_C}{2} \cdot v_{SK}^2 = \frac{2839}{2} \cdot 0,186^2 = 49,1 \text{ J} \quad (8.1)$$

Potenciální (polohová) energie

$$\begin{aligned} E_{POT} &= m_C \cdot t_P = m_C \cdot (y_P - s_P) = m_C \cdot (\sqrt{s_P^2 + a_P^2} - s_P) \\ &= 2839 \cdot (\sqrt{1,909^2 + 1,209^2} - 1,909) = 995,5 \text{ J} \end{aligned} \quad (8.2)$$

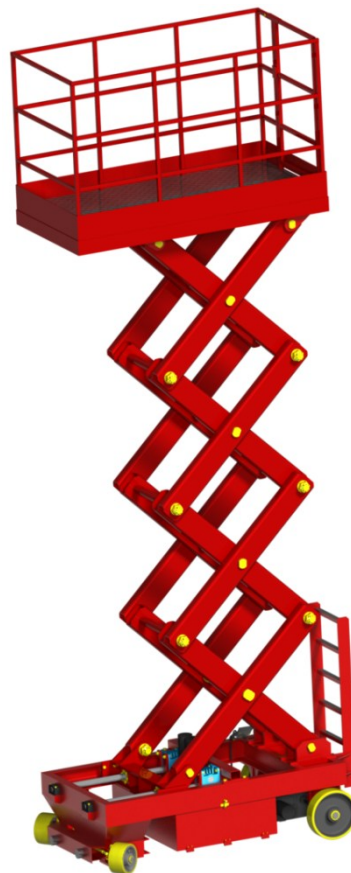
$$\begin{aligned} E_{KIN} &< E_{POT} \\ 49,1 \text{ J} &< 995,5 \text{ J} \Rightarrow \text{mobilní vícenůžková zvedací plošina se nepřeklopí} \end{aligned}$$

9 ZÁVĚR

Výsledkem diplomové práce je návrh mobilní vícenůžkové zvedací plošiny pro zvedání osob v interiéru, zobrazený na obr. 9.1.

Pracovní plošina při sklopení má nástupní výšku 1626 mm. Maximální zdvih nůžkové konstrukce je 3339 mm. Při tomto zdvihu se podlaha dostane do požadované výšky 4965 mm. Tato velikost je menší, než byla požadovaná maximální výška 5 m.

Zvedací plošina má vlastní elektrický pohon, který pohání elektromotor s převodovkou. Elektromotory jsou napájeny z 8 baterií. Rychlost pojezu mobilní vícenůžkové plošiny je $0,186 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Zařízení obsahuje ruční brzdový mechanismus. Ve přední části podvozku jsou umístěna natáčecí kola a v zadní části pevná poháněná kola. Tyto kola mají tichý chod a jsou bezestopé. Natáčení kol je zajištěno pomocí lineárního pohonu. Toto zařízení obsahuje dva elektromotory, dvě kuželové převodovky a dvě šnekové předovky s pohybovými šrouby. Na podvozku je umístěn přístupový žebřík, aby bylo možné nastoupit na plošinu.



Obr. 9.1 - Zvedací plošina

Nůžková konstrukce má umístěné čtyři stejné mechanismy nad sebou, jejich vzájemné uchycení je pomocí čepů. Každý mechanismus je tvořen ze čtyř ramen, která jsou z obdélníkových profilů. Jednotlivá ramena jsou spojena čepy a to na začátku, uprostřed a na konci ramen. Na začátku a na konci ramen jsou umístěna dvě příčná ramena, která vymezují vzájemnou polohu mechanismu. Konstrukce je upevněna v rámu a v pracovní plošině, pomocí pojezdových kladek a čepů.

Pracovní plošina má půdorysné rozměry 2200 x 1100 mm, na výšku 1250 mm a nosnosti 200 kg. Zábradlí a dvířka jsou zde umístěna kvůli bezpečnosti obsluhy, aby nedošlo k jejímu pádu. Dvířka se otevírají pouze dovnitř plošiny a jsou zajištěna proti samovolnému otevření. Podlaha plošiny je protiskluzná. Pomocí nůžkového mechanismu se plošina zvedá nebo spouští.

Byl vytvořen sestavní výkres mobilní vícenůžkové zvedací plošiny a podvozku a výrobní výkres ramene a spřáhla. Diplomová práce plně obsáhla a vyřešila zadané téma.

LITERATURA

- [1] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [2] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinné mechanismy*. Ostrava: VŠB-TU FS, 2005. 2. vydání. ISBN 80-248-0856-0.
- [3] MORAVEC, Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody – Mechanické převody*. Ostrava: VŠB-TU FS, 2000. ISBN 80-7078-807-0.
- [4] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky 1 pro školu a praxi*. Scientia Praha, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [5] BLICKLE. Série výrobního programu. *Blickle.cz* [online]. © 2010 [cit. 2012-04-02]. Dostupné z: <http://www.blickle.cz/serie-vyrobniho-programu.html?rid=19&sid=387,385&t=27>
- [6] BLICKLE. Série výrobního programu. *Blickle.cz* [online]. © 2010 [cit. 2012-04-02]. Dostupné z: <http://www.blickle.cz/serie-vyrobniho-programu.html?rid=19&sid=393,363&t=6>
- [7] BOSCH. Electric motors. *Ipar.nl* [online]. © 2006-2007 [cit. 2012-03-15]. Dostupné z: http://www.ipar.nl/assets/files/Leveranciersinformatie/1540_Kat_EM_en_LoRes%20elektromotoren.pdf
- [8] EUROLIFT. Zvedací plošiny. *Eurolift.cz* [online]. © 2011 [cit. 2012-02-13]. Dostupné z: <http://eurolift.cz>
- [9] FERONA. Sortimentní katalog. *Ferona.cz* [online]. © 2004 - 2012 [cit. 2012-03-21]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=22984>
- [10] LINAK. Produkty. *Linak.cz* [online]. © 2012 [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: <http://www.linak.cz/products/Linear-Actuators.aspx?product=LA36>
- [11] MATIS. Kuželové převodovky. *Matis.cz* [online]. © 2012 [cit. 2012-03-06]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf/prevodovky_motory/196-251.pdf
- [12] OPIS ENGINEERING. Ploché převodovky. *Opis.cz* [online]. © 2010 [cit. 2012-03-15]. Dostupné z: http://opis.cz/gearbox/fpres_cz.html
- [13] PFAFF SILBERBLAU. Download center. *Pfaff-silberblau.com* [online]. © 2010 [cit. 2012-03-16]. Dostupné z: <http://pfaff-silberblau.com/AT-Prospekte/>
- [14] SIAM RINGSPANN. Catalogues. *Siam-ringspann.fr* [online]. © 2010 [cit. 2012-03-22]. Dostupné z: <http://www.siam-ringspann.fr/catalogues/documentation-freins-a-disque.html>

- [15] VARTA. Produkty. *Varta-automotive.com* [online]. © 2012 [cit. 2012-04-16]. Dostupné z: <http://www.varta-automotive.cz/index.php?id=515&artikelNr=640103080A732>
- [16] WINKEL. Výrobky. *Winkel.de* [online]. © 2012 [cit. 2012-03-16]. Dostupné z: <http://www.winkel.de/cz/vyrobky/komponenty/kombinovane-kladky/presna-kombinovana-kladka-typu-pr-axialni-kladka-nastavitelna-pres-excentr/>
- [17] ČSN EN 1494 + A1. *Mobilní a přemístitelné zvedáky a související zdvihací zařízení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010. 40s. Třídící znak 270810.
- [18] ČSN EN 280+A2. *Pojízdné zdvihací pracovní plošiny – Konstrukční výpočty – kritéria stability – konstrukce – přezkoušení a zkoušky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010. 72s. Třídící znak 27 5004.
- [19] ČSN EN 61057. *Izolační pohyblivé pracovní plošiny pro práce pod napětím nad 1kV střídavého napětí*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1996. 64s. Třídící znak 35 9714.
- [20] ČSN ISO 61813. *Práce pod napětím – Zacházení, údržba a provozní zkoušení zdvihacích pracovních plošin s izolačními rameny*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2002. 20s. Třídící znak 359757.
- [21] ČSN ISO 18893. *Pojízdné zdvihací pracovní plošiny – Bezpečnostní zásady, prohlídky, údržba a provoz*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2006. 72s. Třídící znak 275006.
- [22] EN 349:1993 zavedena v ČSN EN 349. *Bezpečnost strojních zařízení – Nejmenší mezery k zamezení stlačení částí lidského těla*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1994. 11s. Třídící znak 833211.
- [23] EN 60204-1:1997 zavedena v ČSN EN 60204-1. *Bezpečnost strojních zařízení – Elektrická zařízení strojů – Část 1: Všeobecné požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2000. 20s. Třídící znak 33 3205.
- [24] EN 60529:1991 zavedena v ČSN EN 60529. *Stupně ochrany krytem*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1993. 40s. Třídící znak 33 0330.
- [25] EN 60947-5-1:1997 zavedena v ČSN EN 60947-5-1. *Spínací a řídicí přístroje nn*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2005. 84s. Třídící znak 35 4101.

- [26] EN 811 zavedena v ČSN EN 811. *Bezpečnost strojních zařízení – Bezpečné vzdálenosti k zabránění dosahu k nebezpečným místům dolními končetinami*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1998. 12s. Třídící znak 83 3001.
- [27] EN 954-100:1999 zavedena v ČSN 954-100. *Bezpečnost strojních zařízení – Bezpečnostní části řídicích systémů*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2000. 10s. Třídící znak 833205.
- [28] EN ISO 12100-2:2003 zavedena v ČSN EN ISO 12100 – 2. *Bezpečnost strojních zařízení – Základní pojmy, všeobecné zásady pro konstrukci – Část 1: Základní terminologie, metodologie*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011. 106s. Třídící znak 83 3001.
- [29] EN ISO 13849-2:2003 zavedena v ČSN EN ISO 13849-2. *Bezpečnost strojních zařízení – bezpečnost části řídicích systémů – Část 2: Ověřování*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2008. 52s. Třídící znak 83 3205.
- [30] ISO 18878. *Pojízdné zdvihací pracovní plošiny – Školení obsluhy*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2006. 15s. Třídící znak 27 5005.
- [31] ISO 3864:1984 zavedena v ČSN ISO 3864. *Bezpečnostní barvy a bezpečnostní značky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1995. 60s. Třídící znak 01 8010.
- [32] Autodesk Education Community. *Autodesk Inventor Professional 2012 student* [program]. Verze x64. Dostupné z: http://students.autodesk.com/?nd=download_center. Požadavky na systém: PC Windows 7, XP (SP3); procesor 2 GHz; 1 GB RAM; 3,5 GB místa na disku.
- [33] AUTOMA. Pneumatické a hydraulické systémy pro automatizaci. *Odbornecasopisy.cz* [online]. © 2012 [cit. 2012-03-18]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/download/au010208.pdf>
- [34] INREKA PLOŠINY. Kloubové plošiny srovnání. *Inreka-plosiny.cz* [online]. © 2007 – 2011 [cit. 2012-01-11]. Dostupné z: <http://www.inreka-plosiny.cz/kloubove-plosiny-srovnani.html>
- [35] INREKA PLOŠINY. Přívěsné plošiny srovnání. *Inreka-plosiny.cz* [online]. © 2007 – 2011 [cit. 2012-01-11]. Dostupné z: <http://www.inreka-plosiny.cz/privesne-plosiny-srovnani.html>

- [36] INREKA PLOŠINY. Teleskopické plošiny srovnání. *Inreka-plosiny.cz*. [online]. © 2007 – 2011 [cit. 2012-01-11]. Dostupné z: <http://www.inreka-plosiny.cz/teleskopicke-plosiny-srovnani.html>
- [37] KEISER + KRAFT. Kompaktní zvedací stůl, stacionární. *Kaiserkraft.cz* [online]. © 2012 [cit. 2012-02-22]. Dostupné z: http://www.kaiserkraft.cz/shop/product/M75987/Kompaktn%C3%AD+zvedac%C3%AD+st%C5%AFI%2C+stacion%C3%A1rn%C3%AD.html?article=986311#_http://images.kkeu.de/is/image/kke/Zvedac%C3%AD_p%C5%99%C3%ADstroje/Zvedac%C3%AD_stoly/Kompaktn%C3%AD_zvedac%C3%AD_st%C5%AFI_stacion%C3%A1rn%C3%AD_normal_00030235-01.jpg
- [38] KEISER + KRAFT. Zdvižný vozík s dvojitými nůžkami, hořcově modrý. *Kaiserkraft.cz* [online]. © 2012 [cit. 2012-03-03]. Dostupné z: <http://www.kaiserkraft.cz/shop/product/M5852/Zdvi%C5%BEn%C3%BD+voz%C3%ADk+s+dvojit%C3%BDmi+n%C5%AF%C5%BEkami,+ho%C5%99cov%C4%B+modr%C3%BD.html>
- [39] KLAS NEKOR. Manipulátory. *Prodej.klas-nekor.cz* [online]. © 2009 – 2012 [cit. 2012-01-12]. Dostupné z: <http://prodej.klas-nekor.cz/manipulatory/>
- [40] KLC PRACOVNÉ PLOŠINY. Materiálové plošiny. *Pracovne-plosiny.klc.sk* [online]. © 2012 [cit. 2012-01-13]. Dostupné z: <http://pracovne-plosiny.klc.sk/pracovne-plosiny/materialove-plosiny/superlift-advantage/>
- [41] KLC PRACOVNÉ PLOŠINY. Plošiny na pasovom podvozku. *Pracovne-plosiny.klc.sk* [online]. © 2012 [cit. 2012-02-20]. Dostupné z: <http://pracovne-plosiny.klc.sk/pracovne-plosiny/plosiny-na-pasovom-podvozku/>
- [42] PLOŠINY VÝHODNĚ. Nůžková plošina COMP 12. *Plosiny-vyhodne.cz* [online]. © 2012 [cit. 2012-03-06]. Dostupné z: <http://www.plosiny-vyhodne.cz/pujcovna-plosin/nuzkove/plosiny-comp-12.htm>
- [43] RAMI. Servis. *Rami.cz* [online]. © 2012 [cit. 2012-03-10]. Dostupné z: <http://www.rami.cz/index.php/servis/articles/servis.html>
- [44] RPJ INTERNATIONAL. Zvedací plošina dvojitě horizontální nůžky TAH2000. *Servis.rpj.cz* [online]. © 2012 [cit. 2012-02-25]. Dostupné z: <https://servis.rpj.cz/katalog/prumyslova-technika/zvedaci-plosiny/726271-zvedaci-plosina-dvojite-horizontalni-nuzky-tah2000/>
- [45] RPJ INTERNATIONAL. Zvedací plošina dvojitě vertikální nůžky CLD 1500. *Servis.rpj.cz* [online]. © 2012 [cit. 2012-03-05]. Dostupné z:

- <https://servis.rpj.cz/katalog/prumyslova-technika/zvedaci-plosiny/726287-zvedaci-plosina-dvojite-vertikalni-nuzky-cld1500/>
- [46] RPJ INTERNATIONAL. Zvedací plošina trojitě vertikální nůžky TLT 1500. *Servis.rpj.cz* [online]. © 2012 [cit. 2012-03-05]. Dostupné z: <https://servis.rpj.cz/katalog/prumyslova-technika/zvedaci-plosiny/726291-zvedaci-plosina-trojite-vertikalni-nuzky-tlt1500/>
- [47] ŠIMARA PRACOVNÍ PLOŠINY. Bazar. *Simara.cz* [online]. © 2005 - 2007 [cit. 2012-03-10]. Dostupné z: <http://www.simara.cz/bazar/nuzkove-pracovni-plosiny/>
- [48] VYSOKOZDVIŽNÉ PLOŠINY. Ramenové plošiny. *Vysokozdvizne-plosiny.cz* [online]. © 2010 [cit. 2012-01-12]. Dostupné z: <http://www.vysokozdvizne-plosiny.com/?id=ramenove>

PŘÍLOHY

Příloha A: Reakce v kloubech ramen nůžkové konstrukce, ke kapitole 6.3

Příloha B: Číselné výsledky výpočtu reakcí v kloubech u ramen nůžkové konstrukce

Sestavný výkres mobilní vícenůžkové zvedací plošiny BUR313

Sestavný výkres podvozku zvedací plošiny BUR313-01

Výrobní výkres ramene BUR313-04-01

Výrobní výkres spřáhla BUR313-01-02-01

Kompletní diplomová práce a výrobní dokumentace v daném rozsahu je v elektronické podobě uložena na CD mediu.

PODĚKOVÁNÍ

Poděkování patří vedoucímu mé diplomové práce panu doc. Ing. Květoslavovi Kalábovi, Ph.D. za odborné připomínky a pomoc při vypracování diplomové práce.

V Ostravě 21. května 2012

.....

podpis studenta